

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR

Departamento de Ingeniería Térmica y Fluidos



TRABAJO DE FIN DE GRADO

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

**ANÁLISIS DE PROCESOS EN SISTEMAS DE
ABSORCIÓN POR MEMBRANA**

Autor: César Alvarado García

Tutor: Mercedes de Vega Blázquez

Agradecimientos

Aprovechando que este trabajo es el colofón a una de las etapas más importantes de mi vida, me gustaría agradecer a todas las personas que han participado en mi formación tanto académica como personal a lo largo de todos estos años.

En especial, quisiera darle las gracias a mi tutora, Mercedes, por su gran atención y amabilidad, así como por toda la ayuda que me ha prestado en la realización de este proyecto desde el primer momento. También me gustaría agradecerle por haberme dado la oportunidad de introducirme en el mundo de la investigación.

Por último, me gustaría darles las gracias a mis padres por haber dedicado todos sus esfuerzos en ayudarme a alcanzar las metas que me he propuesto a lo largo de mi vida y por el apoyo que me brindan día a día.

Resumen y objetivos del proyecto

Los sistemas de refrigeración por absorción se presentan como una alternativa a los tradicionales ciclos de compresión mecánica, ya que permiten sustituir el compresor mecánico por un compresor termoquímico, resultando ser más económicos y ecológicos. Esto es debido a que la energía que se utiliza para mover el refrigerante desde el evaporador hasta el condensador en los sistemas de compresión mecánica es energía eléctrica, mientras que el calor consumido por la máquina de absorción (empleado para separar el vapor del refrigerante y la disolución en el generador) puede proceder de fuentes renovables o tener un origen residual. Por tanto, a parte del ahorro económico que supone la reducción del consumo de electricidad, también se ven reducidas las emisiones de CO₂ a la atmósfera. Además, el uso de fluidos totalmente inocuos para el medio ambiente afianza el carácter ecológico de los equipos de absorción. Sin embargo, estos sistemas, y en especial el absorbedor, presentan el inconveniente de ser demasiado voluminosos para ser empleados en aplicaciones a pequeña escala.

En este trabajo, se lleva a cabo el estudio de una configuración novedosa, el microabsorbedor de membrana, que se postula como una posible solución a este problema. Con vistas a una futura implementación experimental en la instalación que se dispone en la Universidad Carlos III de Madrid, la cual se describe detalladamente en este escrito, se ha elaborado mediante la simulación por ordenador una primera batería de ensayos que permiten predecir los resultados que se obtendrían e identificar las condiciones de operación más favorables para conseguir el funcionamiento más eficiente de este dispositivo.

Por último, también de forma teórica, se estudia el impacto que tendría sobre un ciclo de refrigeración por absorción la integración de un absorbedor de idéntica geometría que el que se dispone en la instalación experimental, analizando de esta forma la viabilidad de esta tecnología aún en desarrollo en una aplicación real y no exclusivamente de forma aislada.

Abstract

Absorption refrigerators arise as an alternative to the traditional mechanical refrigeration technology, as they allow for replacing the mechanical compressor by a thermochemical one, proving to be more economic and ecologic. These characteristics are achieved because the energy used to move the coolant from the evaporator to the condenser in mechanical refrigerators is electrical energy, whereas the heat consumed by an absorption machine (employed to separate the coolant vapour from the solution in the generator) can come from renewable sources or have a residual origin. Thus, apart from the economic savings that suppose the reduction in the electricity consumption, CO₂ emissions to the atmosphere are also attenuated. In addition, using completely innocuous working fluids reinforces the ecological character of absorption machines. However, these systems and in particular the absorber have the inconvenient of resulting too bulky for their implementation in small scale applications.

In this paper, it has been carried out the study of a new configuration, membrane-based absorbers, which is proposed as a possible solution to this problem. With a view to the future implementation in the experimental installation existing in the Universidad Carlos III de Madrid, described in detail in this work, it has been elaborated an initial battery of results by computer simulation. These results can help the researchers to predict the behaviour of this device under different working conditions and try to identify those which make the absorber work in the most efficient manner.

Finally, also following a theoretical procedure, it has been studied the impact that the integration of an absorber with the same geometry as the one available at the experimental installation would have on a refrigeration absorption cycle. By doing so, it is analysed the feasibility of this technology, still under development, in a real application and not exclusively in an isolated way.

Listado de figuras

1. Introducción

Figura 1.1	Ciclo de refrigeración por compresión mecánica y diagrama P-h del refrigerante.....	3
Figura 1.2	Ciclo de refrigeración por absorción y diagrama P-h del refrigerante.....	4
Figura 1.3	Diagrama P-T-X (Dühring) de las disoluciones de LiBr-H ₂ O.....	7
Figura 1.4	Representación esquemática de la sección de un absorbedor de membrana.....	10

2. Instalación experimental

Figura 2.1	Representación esquematizada del circuito del agua de refrigeración.....	12
Figura 2.2	Representación esquematizada del circuito del vapor del refrigerante.....	14
Figura 2.3	Representación esquematizada del circuito de la disolución.....	17
Figura 2.4	Microintercambiador de membrana.....	18
Figura 2.5	Aspecto de la membrana a simple vista y bajo el microscopio.....	19
Figura 2.6	Baño Huber Unichiller 006-MPC.....	20
Figura 2.7	Baño Huber CC-K6.....	22
Figura 2.8	Baño Huber CC-205B.....	23
Figura 2.9	Bomba de vacío PC 3001 VARIO.....	24
Figura 2.10	Bomba Ismatec MCP-Z.....	25
Figura 2.11	Bomba Ismatec REGLO-Z.....	26
Figura 2.12	Sensor de temperatura Pt100.....	27
Figura 2.13	Sensor de presión Omega PX409-005-AI-EH acoplado.....	28
Figura 2.14	Caudalímetro FLR1009ST-I.....	28
Figura 2.15	Medidor de caudal y densidad de tipo coriolis y transmisor.....	29
Figura 2.16	Conductos de PFA.....	30
Figura 2.17	Algunos accesorios de la instalación.....	30

3. Modelo teórico

Figura 3.1	Sección del absorbedor y elemento diferencial.....	33
Figura 3.2	Detalle del elemento diferencial.....	33
Figura 3.3	Tabla resumen de los ensayos realizados.....	41
Figura 3.4	Variación de la concentración en función de la temperatura del agua de refrigeración.....	42
Figura 3.5	Evolución de la temperatura de la disolución a lo largo del canal en función de la temperatura del agua de refrigeración....	43
Figura 3.6	Evolución del coeficiente de absorción a lo largo del canal en función de la temperatura del agua de refrigeración.....	44
Figura 3.7	Variación de la concentración en función del gasto másico de agua de refrigeración.....	45
Figura 3.8	Evolución de la temperatura de la disolución en función del gasto másico de agua.....	46
Figura 3.9	Evolución del coeficiente de absorción en función del gasto másico de agua.....	47
Figura 3.10	Evolución de la temperatura del agua de refrigeración en función del gasto másico.....	48
Figura 3.11	Variación de la concentración de la disolución en función de su temperatura.....	49
Figura 3.12	Evolución de la temperatura de la disolución en función de su temperatura de entrada.....	50
Figura 3.13	Evolución del coeficiente de absorción en función de la temperatura de la disolución.....	51
Figura 3.14	Variación de la concentración de la disolución en función del gasto másico y temperatura de ésta.....	53
Figura 3.15	Evolución del gasto másico de vapor absorbido en función del gasto de disolución.....	54
Figura 3.16	Evolución del coeficiente de absorción en función del gasto másico de disolución.....	54
Figura 3.17	Evolución de la temperatura de la disolución en función del gasto másico de ésta.....	55
Figura 3.18	Variación de la concentración de la disolución en función de la presión del vapor para diferentes temperaturas de ésta..	56
Figura 3.19	Evolución del coeficiente de absorción en función de la presión del vapor.....	57
Figura 3.20	Evolución de la masa de vapor absorbida en función de la presión del vapor.....	58
Figura 3.21	Evolución de la temperatura de la disolución en función de la presión del vapor.....	59
Figura 3.22	Variación de la concentración de la disolución en función de su valor a la entrada del absorbedor para diferentes temperaturas.....	60

Figura 3.23	Evolución del coeficiente de absorción en función de la concentración de la disolución.....	61
Figura 3.24	Evolución de la masa de vapor absorbida en función de la concentración de la disolución.....	62
Figura 3.25	Evolución de la temperatura de la disolución en función de su concentración.....	63

4. Análisis del ciclo de refrigeración con el absorbedor de la instalación integrado

Figura 4.1	Ciclo de refrigeración por absorción con subenfriador.....	67
Figura 4.2	Variación del COP en función de la temperatura del agua de refrigeración.....	70
Figura 4.3	Variación del r_{qv} en función de la temperatura del agua de refrigeración.....	71
Figura 4.4	Variación del calor del evaporador y del generador en función de la temperatura del agua de refrigeración.....	72
Figura 4.5	Variación de la potencia de la torre de refrigeración en función de la temperatura del agua.....	73
Figura 4.6	Variación de la temperatura máxima alcanzada en el ciclo en función de la temperatura del agua de refrigeración.....	74
Figura 4.7	Variación del COP en función del gasto másico de agua de refrigeración.....	75
Figura 4.8	Variación del r_{qv} en función del gasto másico de agua de refrigeración.....	76
Figura 4.9	Variación del calor del evaporador y del generador en función del gasto másico de agua de refrigeración.....	77
Figura 4.10	Variación del COP en función de la temperatura de la disolución.....	78
Figura 4.11	Variación del calor del evaporador y del generador en función de la temperatura de la disolución.....	79
Figura 4.12	Variación del r_{qv} en función de la temperatura de entrada de la disolución.....	80
Figura 4.13	Variación del r_{qv} en función de la temperatura y gasto másico de la disolución.....	81
Figura 4.14	Variación del COP en función de la temperatura y gasto másico de la disolución.....	82
Figura 4.15	Calor del evaporador en función de la temperatura y gasto másico de la disolución.....	82
Figura 4.16	Calor del generador en función de la temperatura y gasto másico de la disolución.....	83

Figura 4.17	Variación del r_{qv} en función de la temperatura y la presión de vapor.....	84
Figura 4.18	Variación del COP en función de la temperatura y la presión de vapor.....	85
Figura 4.19	Variación del r_{qv} en función de la concentración de la disolución a la entrada del absorbedor para diferentes temperaturas.....	86
Figura 4.20	Potencia frigorífica en función de la concentración de la disolución a la entrada del absorbedor para diferentes temperaturas.....	87
Figura 4.21	Calor del generador en función de la concentración de la disolución a la entrada del absorbedor para diferentes temperaturas.....	87
Figura 4.22	Variación del COP en función de la concentración de la disolución a la entrada del absorbedor para diferentes temperaturas.....	88

5. Presupuestos del proyecto

Figura 5.1	Costes del personal.....	90
Figura 5.2	Costes de la instalación.....	91

Índice

1. Introducción.....	1
1.1 El ciclo de absorción vs el ciclo de refrigeración mecánica.....	2
1.2 Fluidos de trabajo en los ciclos de refrigeración por absorción.....	5
1.3 Características y limitaciones de los sistemas de LiBr-Agua.....	6
1.4 Absorbedores de membrana.....	9
2. Instalación experimental.....	11
2.1 Descripción de la instalación experimental.....	12
2.1.1 Circuito del agua.....	12
2.1.2 Circuito de vapor.....	13
2.1.3 Circuito de la disolución.....	15
2.2 Descripción de los componentes de la instalación.....	18
2.2.1 Microabsorbedor.....	18
2.2.2 Baños termostáticos.....	20
2.2.3 Bomba de vacío.....	24
2.2.4 Bombas de circulación.....	25
2.2.5 Sensores.....	27
2.2.6 Otros componentes y accesorios.....	30
3. Modelo teórico.....	31
3.1 Tipo de flujo a través de la membrana.....	34
3.2 Modelo de transferencia de masa.....	35
3.3 Modelo de transferencia de calor.....	37
3.4 Simulación por ordenador y resultados teóricos.....	40
3.4.1 Efectos de la variación de la temperatura del agua de refrigeración.....	42
3.4.2 Efectos de la variación del gasto másico de agua de refrigeración.....	45
3.4.3 Efectos de la variación de la temperatura de entrada de la disolución.....	49
3.4.4 Efectos de la variación del gasto másico de disolución.....	53
3.4.5 Efectos de la variación de la presión de vapor.....	56
3.4.6 Efectos de la variación de la concentración de la disolución a la entrada del absorbedor.....	60

4. Análisis del ciclo de refrigeración con el absorbedor de la instalación integrado.....	65
4.1 Resultados teóricos y conclusiones.....	70
4.1.1 Efectos de la variación de la temperatura del agua de refrigeración.....	70
4.1.2 Efectos de la variación del gasto másico de agua de refrigeración.....	75
4.1.3 Efectos de la variación de la temperatura de entrada de la disolución.....	78
4.1.4 Efectos de la variación del gasto másico de disolución.....	81
4.1.5 Efectos de la variación de la presión de vapor.....	84
4.1.6 Efectos de la variación de la concentración de la disolución a la entrada del absorbedor.....	86
5. Presupuesto del proyecto.....	89
6. Conclusiones del proyecto y trabajos futuros.....	93
7. Bibliografía y referencias.....	96
Anexo 1: Resolución del ciclo de refrigeración por absorción.....	99

Capítulo 1: Introducción

Los sistemas de refrigeración por absorción dominaron la industria refrigerante durante gran parte del siglo XIX. Sin embargo, el creciente acceso a la energía eléctrica experimentado a finales de este siglo, fomentó que este tipo de sistemas cayeran en desuso, en favor de los sistemas de refrigeración por compresión mecánica. Dado que estos sistemas presentan una mayor relación entre rendimiento y coste, condiciones de funcionamiento y mantenimiento más favorables, y que resultan ser mucho más compactos que los sistemas de refrigeración por absorción, tuvieron una gran penetración en el mercado. A pesar de estas grandes ventajas, los sistemas de refrigeración por compresión mecánica consumen una gran cantidad de energía eléctrica y los refrigerantes empleados pueden resultar peligrosos para el medio ambiente. Estas desventajas, unidas a la creciente demanda de aires acondicionados en los países desarrollados, el aumento del precio de los combustibles y el impacto medioambiental de las plantas de producción de electricidad, hacen replantearse la sostenibilidad a largo plazo de los sistemas de refrigeración por compresión mecánica y que resulte interesante la búsqueda y desarrollo de alternativas que demuestren ser más eficientes y que consigan reducir el impacto sobre el medio ambiente. [1][2]

Es en este punto donde los sistemas de refrigeración por absorción pueden volver a adquirir un papel determinante en el futuro de la industria refrigerante, siempre que aspectos como el precio, el rendimiento, la robustez, y por encima de todo, el gran volumen que ocupan sus componentes, sufran un desarrollo significativo, ya que estos sistemas pueden funcionar aprovechando calores residuales o haciendo uso de fuentes de energía renovables. [3]

1.1 - El ciclo de absorción vs el ciclo de compresión mecánica.

La refrigeración por compresión es un método de refrigeración que consiste en forzar mecánicamente la circulación de un refrigerante en un circuito cerrado dividido en dos zonas: de alta y baja presión, con el propósito de que el fluido absorba calor del ambiente, en la zona de baja presión (evaporador) y lo ceda en la de alta presión (condensador). A continuación se muestra el esquema de un ciclo de compresión mecánica y la evolución del fluido refrigerante en un diagrama P-h:

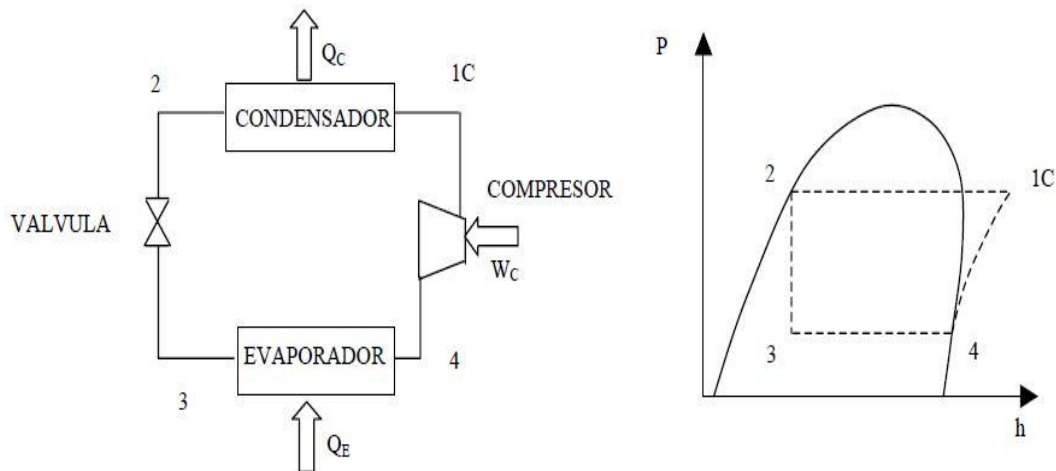


Figura 1.1: Ciclo de refrigeración por compresión mecánica y diagrama P-h del refrigerante. [1]

Mediante el compresor, se eleva la presión del refrigerante hasta alcanzar la presión de condensación, que viene definida por la temperatura en el ambiente exterior. En esas condiciones, el fluido atraviesa el condensador intercambiando calor con el medio exterior. Como consecuencia de la cesión de calor se produce la condensación del refrigerante, que sale del condensador y alcanza la válvula de expansión en forma de líquido saturado. El tramo del circuito comprendido entre el compresor y la válvula de expansión, se conoce como lado de alta o zona de alta presión.

El dispositivo de expansión provoca una caída repentina de la presión y de la temperatura sin intercambio de calor. El fluido todavía caliente y a la presión de vaporización penetra en el evaporador, un intercambiador de calor ubicado en el medio que se pretende enfriar, del cual absorbe la energía térmica correspondiente al calor latente de vaporización. El refrigerante sale del evaporador completamente en estado de vapor saturado o ligeramente recalentado. El tramo del circuito desde la válvula de expansión hasta el compresor se conoce como lado de baja o zona de baja presión. A continuación, el vapor es aspirado por el compresor para iniciar de nuevo el ciclo. [4]

Un ciclo de refrigeración por absorción, a diferencia de uno de compresión mecánica, utiliza un compresor termoquímico, haciendo uso de la capacidad que tienen algunas sustancias para absorber, en fase líquida, vapores de otras sustancias. Este compresor está constituido por dos intercambiadores de calor y masa, el absorbedor, el cual trabaja a la presión del evaporador, y el generador, que lo hace a la del condensador, además de por una bomba de disolución y una válvula de expansión. A continuación se muestra el esquema de un ciclo de refrigeración por absorción y la evolución del fluido refrigerante en un diagrama P-h:

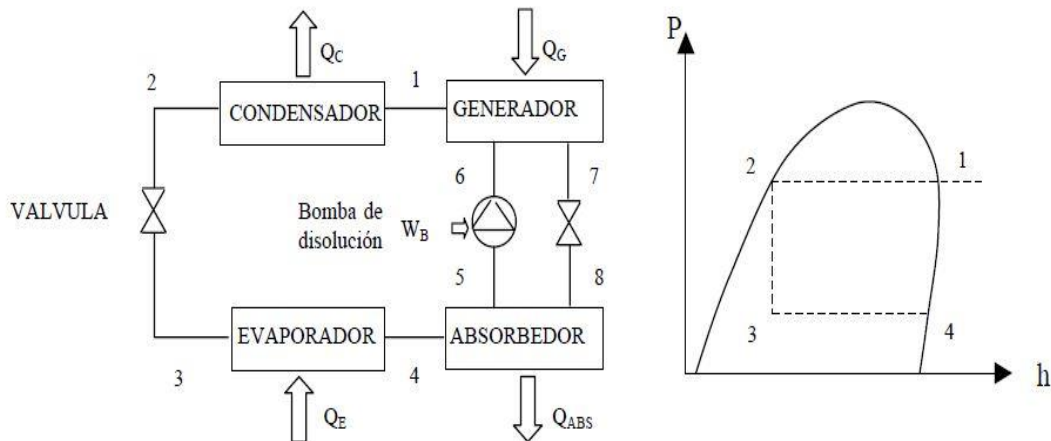


Figura 1.2: Ciclo de refrigeración por absorción y diagrama P-h del refrigerante. [1]

El proceso de absorción se lleva a cabo en el absorbedor, en el que entra el elemento refrigerante procedente del evaporador y la solución de transporte concentrada procedente del generador. A la salida del absorbedor, la solución diluida se bombea hasta el generador, donde se aporta calor para volver a separar el refrigerante de la solución. A continuación, el refrigerante se dirige al condensador para continuar el proceso de la misma manera que lo hace en un ciclo de compresión mecánica. Normalmente, la solución concentrada, antes de entrar al absorbedor, se hace pasar por un recuperador, al que aporta calor que se aprovecha para calentar la solución diluida procedente de la bomba y con destino al generador, con el consiguiente aprovechamiento energético y mejora del COP. [1]

El trabajo mecánico consumido por el ciclo se limita al accionamiento eléctrico de la bomba, que es despreciable en comparación con el consumido por un compresor mecánico. La principal energía consumida es el calor que se debe aportar en el generador para separar al refrigerante de la solución y éste suele proceder de una fuente de calor residual, por lo que es una forma de producir frío mucho más económica y ecológica. [5]

Los sistemas de refrigeración por absorción, por tanto, carecen de partes móviles, lo que hace que tengan una mayor fiabilidad y durabilidad, ya que son capaces de funcionar durante un dilatado número de horas sin sufrir averías y sin necesidad de revisiones frecuentes. Además son fácilmente integrables en procesos industriales, y usan refrigerantes que no son nocivos para el medio ambiente. Por el contrario, el precio del sistema de absorción es mucho mayor que el de un sistema convencional, aunque se amortiza más rápidamente por su bajo consumo de energía y mantenimiento. También la posibilidad de cristalización de la disolución, aspecto que será abordado más adelante en este trabajo, o el gran volumen que ocupan estos equipos son otros de los problemas que limitan la expansión de este tipo de sistemas de refrigeración. [2]

1.2 - Fluidos de trabajo en los ciclos de refrigeración por absorción.

Sin ninguna duda, el uso de un fluido de trabajo apropiado es el factor más importante en cualquier sistema de refrigeración. Por tanto, la eficiencia del ciclo y las características de operación de un refrigerador por absorción dependen enormemente de las propiedades del refrigerante, el absorbente y sus mezclas. [6]

En general, se necesita que el refrigerante tenga alta capacidad calorífica, dado que así es mayor la cantidad calor que es capaz de absorber por unidad de volumen, permitiendo reducir el gasto másico de esta sustancia. Además de requerirse refrigerantes con baja viscosidad y bajo volumen específico de vapor, también se persigue que las presiones de operación no sean demasiado altas (resultarían equipos sumamente pesados) ni demasiado bajas (se introduce la posibilidad de entrada de aire en el sistema). Otros factores a tener en cuenta a la hora de seleccionar el fluido refrigerante son el precio, la toxicidad, la inflamabilidad y la estabilidad química.

El absorbente por su parte, debe tener baja presión de vapor y una temperatura de ebullición bastante mayor que la del refrigerante, de forma que puedan ser separados correctamente en el generador. Lógicamente, es necesario que tenga gran afinidad por el vapor del refrigerante que va a disolver. Además es preferible que tenga una baja viscosidad y que sea barato, poco tóxico y estable. [4]

En la evolución del ciclo de absorción se ha experimentado con diversas parejas de refrigerante/absorbente, pero a día de hoy solo dos han sido comercializadas: la formada por bromuro de litio (LiBr) como absorbente y el agua como refrigerante, y la que utiliza el agua como absorbente y el amoníaco como refrigerante. Cada una de estas técnicas tiene sus peculiaridades: mientras la utilización del agua como refrigerante limita la temperatura de evaporación por encima de 0°C, permite, en cambio, obtener una mayor eficiencia energética que la que se consigue con el ciclo de amoníaco, que por su parte, presenta la ventaja de poder reducir la temperatura a la que se enfría por debajo de 0°C y condensar a temperaturas más altas. Debido a esto, los equipos de agua/bromuro de litio en su mayoría son enfriadores de agua para aplicaciones de aire acondicionado, mientras el amoníaco/agua es la mezcla típica utilizada en plantas de refrigeración industrial. [7]

Dado que en el experimento que está siendo llevado a cabo en la Universidad Carlos III de Madrid se emplea bromuro de litio como absorbente y agua como refrigerante, se analizan en el siguiente apartado las características de operación y limitaciones de esta pareja, obviando las de la otra combinación comercializada (amoníaco/agua).

1.3 - Características y limitaciones de los sistemas de LiBr – Agua.

La disolución de bromuro de litio y agua se usa como fluido de trabajo en refrigeración por absorción debido a que es una de las mejores opciones encontradas entre cientos de posibilidades. El bromuro de litio es una sal de color blanco que tiene gran afinidad por el vapor de agua y una temperatura de ebullición muy superior a ésta, de alrededor de 2200°C, por lo que la separación de ambas sustancias en el generador no presenta dificultades. Por consiguiente, se elimina la necesidad de incluir un rectificador (como en el caso de los ciclos de amoníaco/agua), ya que la tendencia de escape de las moléculas de bromuro de litio es muy pequeña en las condiciones de trabajo y el vapor que se desorbe de la solución líquida es esencialmente vapor de agua puro. Dado que el bromuro de litio es una sal muy corrosiva, el hecho de que absorbente y refrigerante sean fácilmente separados supone una gran ventaja, ya que pequeñas trazas de esta sal en el circuito del refrigerante pueden acelerar de forma vertiginosa la corrosión de los componentes y reducir enormemente el ciclo de vida de estas máquinas. [1]

Sin embargo, hay numerosas limitaciones que deben ser tenidas en cuenta a la hora de trabajar con esta pareja absorbente-refrigerante, ya que tienen un gran impacto en el diseño y operación de estas máquinas. Uno de los inconvenientes más importantes que tiene el uso de esta disolución es el fenómeno de la cristalización, que se produce cuando el porcentaje en masa de la sal excede el límite de solubilidad. Esta característica tiene una fuerte dependencia con la temperatura de la solución y con la fracción másica pero débil con respecto a la presión.

A continuación se muestra el diagrama P-T-x, en el que se representa la relación entre la presión y la temperatura de la disolución, en función de su concentración en masa (% en masa de absorbente en la mezcla). En este diagrama se puede observar claramente como a bajas temperaturas, para concentraciones en LiBr superiores a 65% existe un límite en la solubilidad, causa de que se produzca la cristalización.

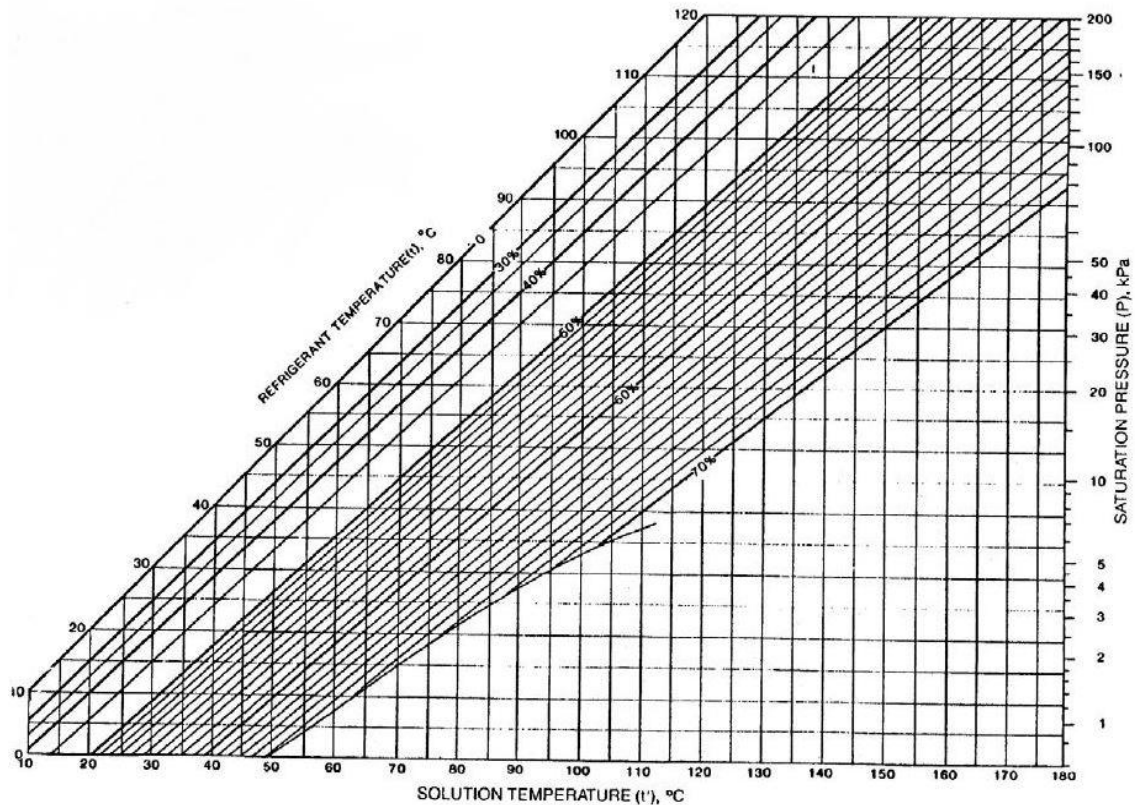


Figura 1.3: Diagrama P-T-x (Dühring) de las disoluciones de LiBr-H₂O. [1]

Si la fase sólida precipita, se comienza a adherir a las paredes y si se permite que continúen estas condiciones, el precipitado puede atascar completamente el sistema de circulación y hacer que el flujo se detenga. Cuando esto ocurre, se produce un enfriamiento adicional de las tuberías, debido a las pérdidas de calor hacia al exterior y la sal sólida se va haciendo cada vez más compacta. Por tanto, superar el límite de solubilidad del bromuro de litio debe ser evitado a toda costa, de forma que no se produzca el fenómeno de la cristalización, ya que esto puede derivar en una seria avería de los equipos, que tienen un alto valor económico.

Como ya se ha comentado anteriormente, la naturaleza corrosiva del bromuro de litio también puede causar ciertos problemas, dado que en presencia de oxígeno, la disolución es altamente agresiva hacia materiales metálicos como el acero al carbono y el cobre, de los que preferentemente están construidas las tuberías. Por tanto, para evitar la entrada de oxígeno, el sistema tiene que ser estanco y además es recomendable someter a la disolución a controles de pH, dado que el potencial oxidante de la solución sigue una fuerte relación con el pH en la región ácida. También es una técnica adecuada el uso de inhibidores de la corrosión, sustancias que añadidas en pequeñas dosis reducen los ratios de corrosión por medio de la pasivación del metal. Es necesario hacer mayor hincapié en controlar este problema en las aplicaciones en las que se alcanzan mayores temperaturas.

Basados en la experiencia, se ha demostrado que las máquinas de absorción de bromuro de litio tienen una esperanza de vida de alrededor de 20 años, ya que a partir de este momento, puede ser observada una corrosión significativa en las superficies metálicas y el riesgo de fugas se hace mucho más probable. Por tanto, se puede afirmar que la vida de estas máquinas está limitada por la corrosión y es por ello el hecho de que sea vital evitar la entrada de oxígeno al sistema. [2]

Otro de los aspectos característicos de estas máquinas es que trabajan prácticamente en condiciones de vacío. Típicamente las presiones en un ciclo de refrigeración de bromuro de litio son subatmosféricas, aunque las presiones están determinadas por las presiones de vapor características de cada fluido de trabajo. Dado que en el condensador y en el evaporador existe agua pura, la temperatura de operación de estos componentes es la que determina las presiones de trabajo. Normalmente, las presiones más bajas en un ciclo de absorción se encuentran en el evaporador (y por tanto en el absorbedor). Si, a modo de ejemplo, se fija la temperatura en el evaporador en 7°C, la correspondiente presión de vapor del agua es de 1 kPa, es decir, 0.0098 atm. A esta presión el volumen específico del vapor saturado es de 129.2 m³/kg, por lo que estas presiones extremadamente bajas tienen un gran impacto en el diseño de estos sistemas y provocan que los componentes sean demasiado voluminosos. Además, dado que el proceso de absorción libera una gran cantidad de calor, necesitan ser refrigerados (tanto el condensador como el absorbedor) por agua de torre, lo que los hace todavía más voluminosos. [2]

Este hecho es una de las mayores limitaciones para el desarrollo de sistemas de bromuro de litio-agua, ya que unos componentes de tales características resultan en grandes costes y hacen imposible la implementación de esta tecnología a sistemas a pequeña escala, como aires acondicionados domésticos, debido al gran tamaño que ocupan. Es por esto por lo que los sistemas de compresión mecánica siguen manteniendo la hegemonía en la industria de la refrigeración a pequeña escala, ya que el ratio entre el volumen de estos equipos y la potencia del refrigerador es de 0.02 m³/kW, mientras que para las máquinas de absorción éste es prácticamente el doble (0.04 m³/kW). [3]

Debido al motivo comentado en el párrafo anterior, el absorbedor es el componente que tiene un mayor impacto en el tamaño de estos sistemas, además de en el coste y en el rendimiento. Es por ello por lo que el desarrollo y perfeccionamiento de nuevas tecnologías en lo que a absorbedores se refiere es uno de los principales objetivos para los ingenieros e investigadores en este campo.

1.4 – Absorbedores de membrana.

El diseño del absorbedor resulta de gran dificultad debido a la complejidad de los procesos de transferencia de calor y masa que ocurren de forma combinada en el interior de estos. Por ello, el buen funcionamiento de un absorbedor depende en gran medida de la capacidad de mezclado entre el vapor y la disolución, así como de ofrecer un área de contacto óptima entre la disolución y el fluido que disipa el calor generado en el proceso de absorción. Se hace lógico, por tanto, pensar que cualquier diseño tiene que atender a un conjunto de razones básicas para conseguir ser eficiente, entre las que se pueden destacar las siguientes [8]:

- La interfase entre el vapor del refrigerante y el absorbente tiene que tener la mayor superficie posible.
- Las resistencias de transferencia de calor y masa deben ser pequeñas.
- Se busca renovar continuamente la capa límite del absorbente.
- El calor desprendido en la absorción debe ser disipado en el mismo lugar que en el que se produce, de forma que la disolución no aumente su temperatura en exceso, ya que resultaría en una disminución del coeficiente de absorción.
- Es recomendable que las pérdidas de carga en el absorbedor sean lo menor posible dado que al reducirse la presión, disminuye la temperatura de saturación y este hecho implica la necesidad de una mayor superficie de transferencia para disipar la misma cantidad de calor, debido a que se ve reducida la diferencia de temperaturas efectiva.

Los análisis numéricos que han sido realizados por diversos investigadores, demuestran que la eficacia en la transferencia de calor y masa en el absorbedor tiene un gran impacto en la eficiencia del ciclo. Alcanzar una alta eficacia en la transferencia de masa puede reducir el calor que se tiene que suministrar en el generador, mientras que si esto se consigue en la transferencia de calor, se reducen las pérdidas de exergía, con el consiguiente aumento del COP.

Frecuentemente los coeficientes de transferencia de calor y masa de las mezclas usadas en los absorbedores son pequeños, lo que resulta en equipos demasiado grandes y pesados. Para intentar aumentar estos parámetros, se ha investigado en numerosos diseños de absorbedor que buscan para ello incrementar el área de transferencia de calor y masa, aumentar la presión de vapor del refrigerante y mejorar el mezclado entre los fluidos de trabajo. Entre ellos se pueden destacar los absorbedores de burbuja, de película y de spray o gotas dispersas. Todos estos estudios tienen una finalidad principal que es poder disponer de máquinas de absorción compactas, eficientes y de bajo coste.

A día de hoy está en desarrollo una nueva tecnología, que consiste en el uso de membranas en intercambiadores de calor con microcanales. Los absorbedores de membrana emplean una membrana polimérica microporosa en la interfase entre el vapor del refrigerante y el absorbente. Esta membrana, que es superhidrofóbica, evita que el vapor y la disolución se mezclen pero permite que estén en contacto a través de las microporosidades que tiene, ya que la tensión superficial hace que la disolución absorbente no entre a través de los poros, pero sí hace posible la difusión de las moléculas de vapor hacia ésta. En el caso abordado en el presente trabajo, el vapor de agua pasa a través de la membrana y es absorbido por la disolución acuosa de bromuro de litio, que fluye por microcanales restringidos. [3]

El proceso de absorción es exotérmico, es decir, libera una cierta cantidad de calor, que si no es disipado provoca un aumento de la temperatura de la disolución, lo que perjudica la eficacia de la absorción. Por tanto, es necesario disipar este calor generado a través de microcanales por los que circula agua de refrigeración. Una representación esquemática de la sección de un absorbedor de membrana se muestra a continuación:

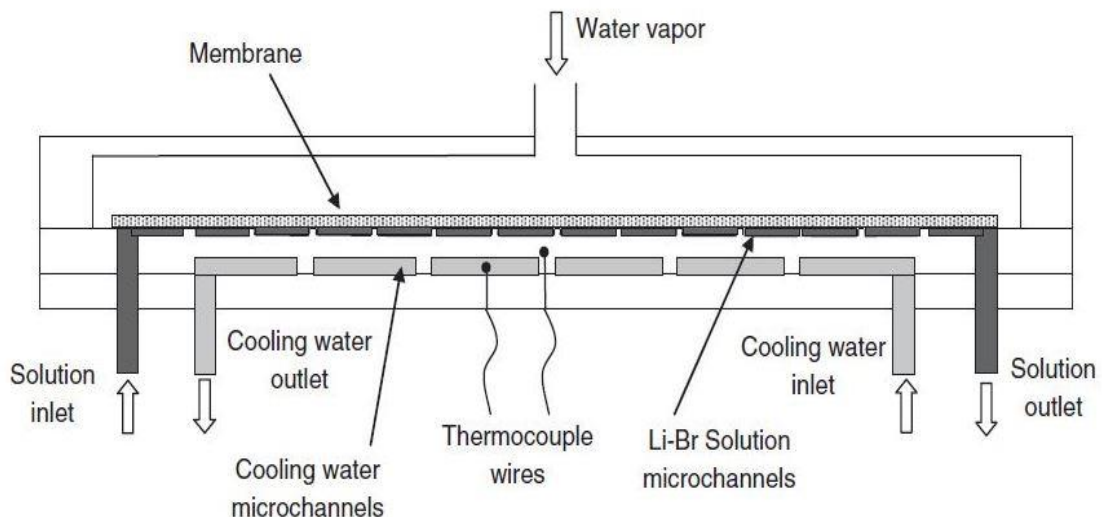


Figura 1.4: Representación esquemática de la sección de un absorbedor de membrana.

El motor de la transferencia del vapor hacia la disolución es la diferencia de presiones que existe a ambos lados de la membrana. Si la presión parcial del vapor que existe en la disolución es menor que la presión del vapor de agua, éste es absorbido en la interfase.

Comparado con otro tipo de absorbedores, los de membrana tienen numerosas ventajas, entre las que destacan la mayor área de la interfase por unidad de volumen, la posibilidad de controlar independientemente el gasto másico de vapor y disolución, y su diseño modular y compacto. [3]

Capítulo 2: Instalación experimental

El Grupo de Ingeniería de Sistemas Energéticos de la Universidad Carlos III de Madrid está llevando a cabo el estudio de un microabsorbedor de membrana, con el fin de analizar la viabilidad de esta nueva tecnología a nivel práctico. En este capítulo, se pretenden describir detalladamente la instalación existente en el laboratorio, en la cual se realizarán los ensayos, así como las características más relevantes de los principales componentes que la conforman.

2.1 – Descripción de la instalación experimental.

La instalación está formada por tres circuitos independientes: el del agua de refrigeración, el del vapor del refrigerante y el de la disolución de bromuro de litio, siendo el microabsorbedor el dispositivo en común para los tres. En este apartado, se va a mostrar una representación esquemática de estos tres circuitos, tras la cual se intentará explicar en detalle el funcionamiento de cada uno de ellos.

2.1.1 – Circuito del agua de refrigeración

El esquema que representa el circuito del agua de refrigeración es el que se muestra a continuación:

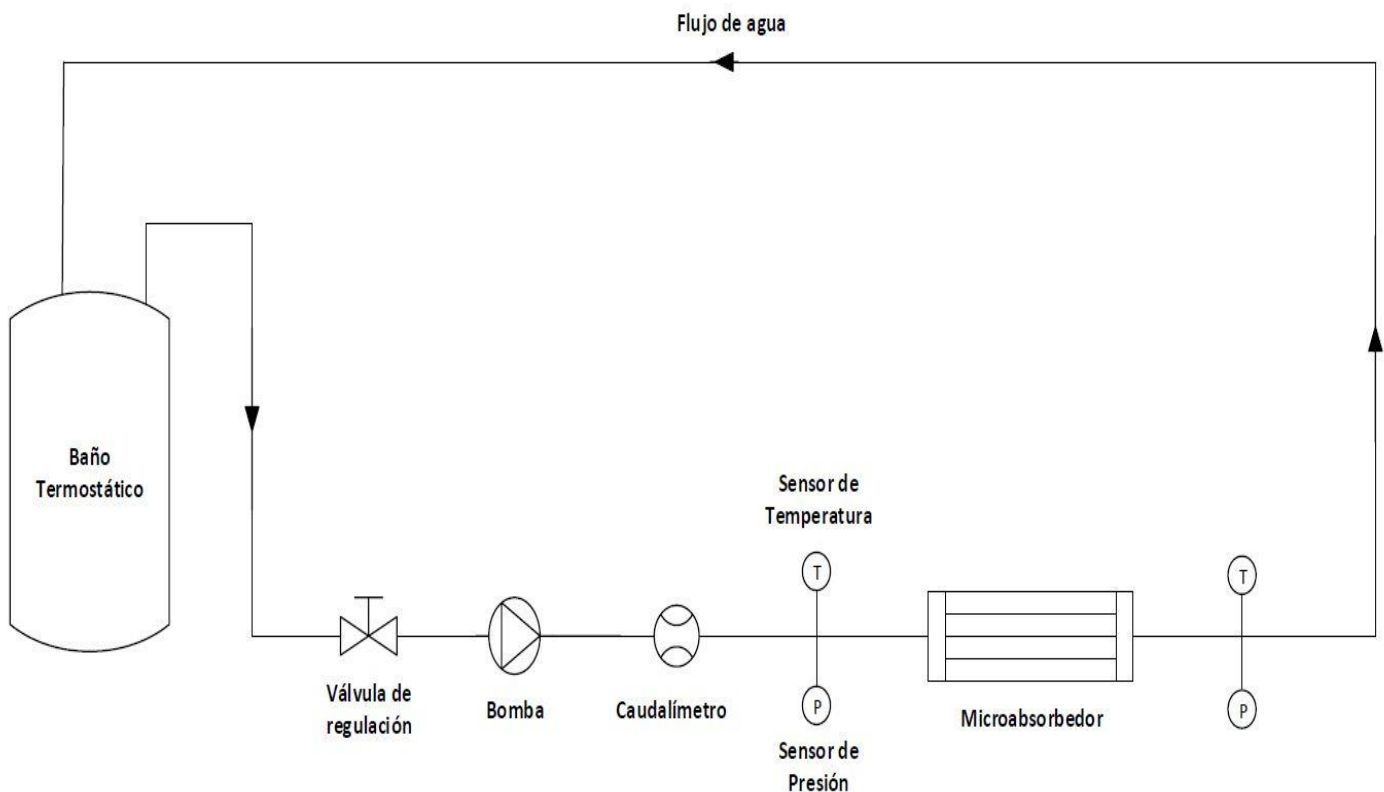


Figura 2.1: Representación esquematizada del circuito del agua de refrigeración.

El funcionamiento de este circuito, que seguramente sea el más sencillo de los tres, es el siguiente: mediante un baño termostático se regula la temperatura del agua de refrigeración (variable posteriormente denominada como T_{cw}), la cual circula hacia el absorbedor gracias a la acción de una bomba. Un caudalímetro hace posible conocer el gasto másico de agua en circulación, m_{cw} , el cual se puede ajustar gracias a la válvula de regulación que se encuentra justo antes de la entrada de la bomba.

Tanto a la entrada como a la salida del microintercambiador se mide la presión y la temperatura de este fluido refrigerante, de forma que realizando un simple balance de energía se hace posible obtener el calor que se ha conseguido disipar. Para cerrar el circuito, el agua que abandona el absorbedor se vuelve a dirigir hacia el baño termostático, dentro del cual volverá a adquirir la temperatura deseada para ser bombeada a través del recorrido una vez más.

2.1.2 – Circuito del vapor

Para una mejor visualización, el esquema correspondiente a este circuito (figura 2.2) se ha decidido colocar de forma horizontal en la página siguiente.

El depósito de vapor, el cual inicialmente se llena de agua hasta la altura deseada, puede ser considerado el punto de partida de éste circuito. Gracias a las condiciones de presión subatmosférica inducidas por la bomba de vacío es posible la generación de vapor a temperaturas muy inferiores que la necesaria para ello si el agua estuviese a presión atmosférica (100°C). En particular, como se verá en el siguiente capítulo, se han simulado casos en los que su temperatura es de 7°C, 10°C y 15°C, cuyas presiones de vapor (P_v) corresponden a 1 kPa, 1.228 kPa y 1.706 kPa, respectivamente. Por tanto, regulando la temperatura del vapor se puede conseguir que éste abandone el depósito a la presión deseada, aspecto de gran importancia dado que como se comentó en el capítulo introductorio, la diferencia de presiones es el motor de la transferencia de vapor hacia la disolución.

Para ello se hace uso de un intercambiador de calor en forma de serpentín. Por su interior circula un cierto gasto másico de agua, el cual se controla mediante un caudalímetro y una válvula de regulación, y que procede de un baño termostático en el cual es calentado o enfriado hasta la temperatura deseada. De esta forma se consigue que la temperatura en el interior del tanque de vapor siempre sea la que interese en cada experimento que se realice.

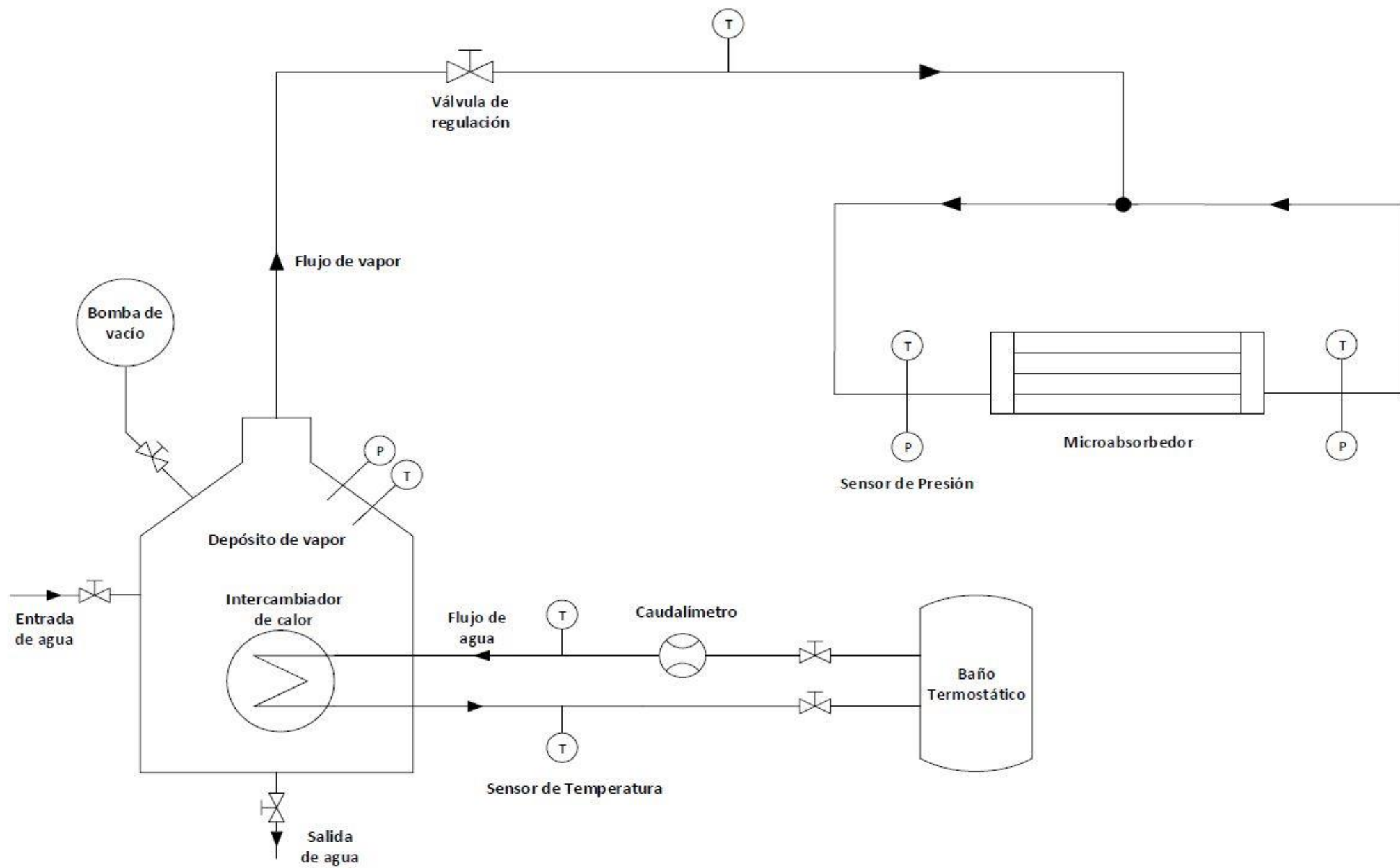


Figura 2.2: Representación esquematizada del circuito del vapor del refrigerante.

Una vez que se ha generado vapor en las condiciones de presión y temperatura deseadas, las cuales se verifican con los sensores que se disponen en el interior del tanque, se abre la válvula de regulación y éste empieza a circular en dirección al absorbedor. Nuevamente se vuelve a medir la presión y la temperatura del vapor tanto a la entrada como a la salida del absorbedor. Cabe destacar que el vapor que no ha sido absorbido vuelve a ser recirculado hacia el interior del absorbedor sin retornar al tanque en el cual se genera, tal y como se puede ver en el esquema del circuito. Si la cantidad de vapor fuera insuficiente, bastaría con abrir algo más la válvula que regula su flujo.

2.1.3 – Circuito de la disolución

Al igual que en el caso del vapor, el punto de partida de este circuito es el depósito en el que se acumula la disolución, la cual se prepara externamente con la concentración deseada (x). El tanque lleva incorporados unos sensores que permiten conocer las condiciones de presión y temperatura dentro de éste.

Una vez que la disolución esté lista, mediante la acción de una bomba se la hace circular en dirección al absorbedor, previo paso por un filtro, el cual impide que accedan partículas sólidas al interior de este, ya que provocarían la obstrucción de los conductos. Inmediatamente después del filtro, la disolución se hace pasar por un intercambiador de calor, el cual permite regular su temperatura (variable denominada como T_s) hasta la necesaria en cada experimento. El funcionamiento de este intercambiador de calor es prácticamente idéntico al descrito en el circuito de vapor: se hace fluir un gasto másico de agua controlado mediante un caudalímetro y una válvula de regulación a la temperatura deseada, la cual se regula mediante el uso de un baño termostático.

Tras abandonar el intercambiador de calor, la disolución se dirige hacia el absorbedor ya en las condiciones deseadas. Tanto a la entrada como a la salida de éste se disponen sensores de presión y temperatura y un medidor de caudal y de densidad de tipo coriolis, ya que mediante el análisis de estos parámetros es posible calcular la concentración de la disolución a la entrada y a la salida, y por tanto, su variación a lo largo del absorbedor (Δx). Finalmente, la disolución se recoge en otro tanque para volver a ser enviada al depósito de partida.

También existe la posibilidad de desviar la disolución directamente hacia el tanque de recogida mediante un bypass, en el caso de que se quiera reducir el flujo de disolución entrante al absorbedor. Para su regulación se hace uso de una válvula de tres vías, tal y como se puede observar en el esquema del circuito.

Por último, cabe comentar que en todo momento se trabaja en condiciones de vacío, inducidas por una bomba de vacío que se conecta a ambos tanques, ya que la entrada de aire al circuito sería fatal debido a que la velocidad a la que se produciría el fenómeno de la corrosión se vería incrementada enormemente y la vida útil de la instalación se vería afectada de manera muy negativa.

La representación esquematizada de este circuito (figura 2.3) se puede observar en la siguiente página.

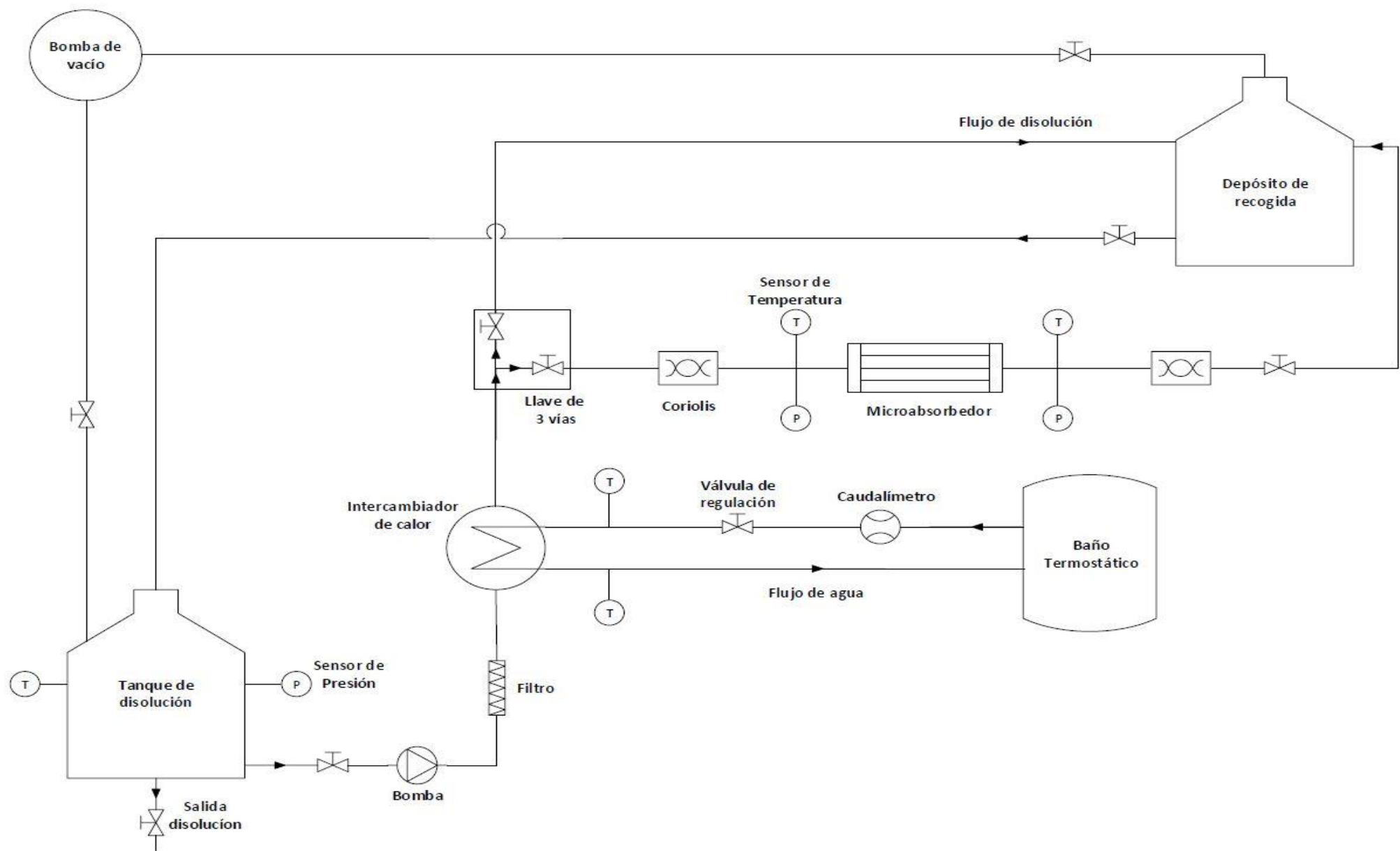


Figura 2.3: Representación esquematizada del circuito de la disolución.

2.2 – Descripción de los componentes de la instalación

Este apartado tiene como objetivo describir las características principales de los componentes de la instalación e intentar explicar la función que desempeña cada uno dentro de ésta.

2.2.1 – Microabsorbedor (o microintercambiador) de membrana.

El microintercambiador de membrana es el objeto central del estudio, y por tanto, el componente principal de la instalación, por lo que se va a poner especial atención en su descripción detallada. Al ser un dispositivo muy específico y novedoso, su fabricación fue encargada a la empresa española IK4-TEKNIKER. El aspecto de este componente puede observarse en la siguiente ilustración:

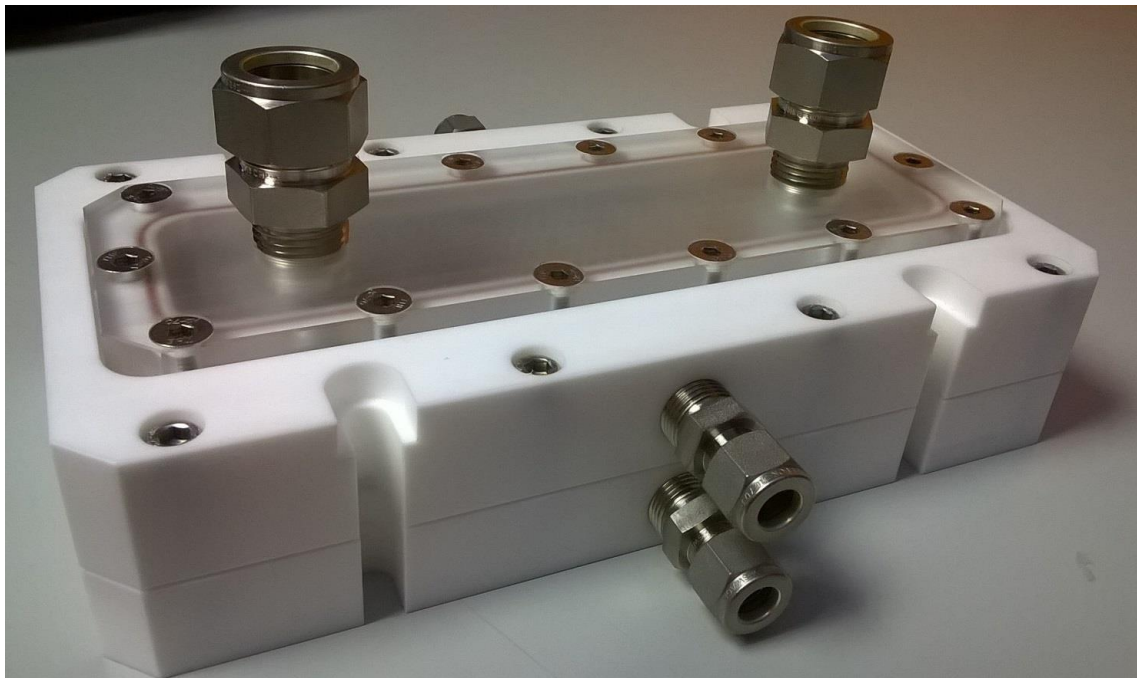


Figura 2.4: Microintercambiador de membrana

En esta imagen se pueden identificar los diferentes conductos por los que circulan los fluidos de trabajo. Por la tubería vertical accede al microintercambiador el vapor de agua, que se acumula en la cavidad que queda delimitada inferiormente por una placa metálica que sujeta la membrana microporosa y superiormente por la cubierta de metacrilato (PMMA). Por el conducto horizontal superior, entra la disolución concentrada de bromuro de litio y agua, que tras atravesar el dispositivo absorbiendo moléculas de vapor de agua y diluyéndose, lo abandona con dirección al depósito de recogida. Por la tubería inferior circula el agua de refrigeración, que se encarga de disipar el calor generado en la absorción del vapor de agua.

Los canales por los que circula la disolución por el interior del absorbedor tienen un ancho de 3 mm y una longitud de 58 mm, mientras que su profundidad es de 0.15 mm, es decir, 150 μm . Los del agua de refrigeración, en el reverso de la placa metálica, también tienen un ancho de 3 mm y una profundidad de 0.15 mm pero su longitud es de 70 mm de largo. La separación entre los canales, tanto entre los de disolución como entre los de agua, es de 0.75 mm, por lo que existen un total de 55 canales.

El espesor de la placa metálica ranurada en la que se encuentran los canales de ambos fluidos es de 3 mm y está construida de acero AISI 316L, un acero inoxidable aleado con Cromo-Níquel-Molibdeno, lo que le confiere una alta resistencia a la corrosión. Por tanto, puede trabajar sin ningún problema en contacto con el bromuro de litio a pesar de tener un alto carácter corrosivo.

Los canales de la disolución están delimitados superiormente por la membrana microporosa. La que se usa en este absorbedor tiene una porosidad del 80% y cada poro tiene un diámetro de 1 μm . Sus dimensiones son de 210 mm de largo por 58 mm de ancho, y tiene un espesor de 0.175 mm. En la siguiente imagen se puede contemplar el aspecto de la membrana empleada, tanto a simple vista como bajo el microscopio:

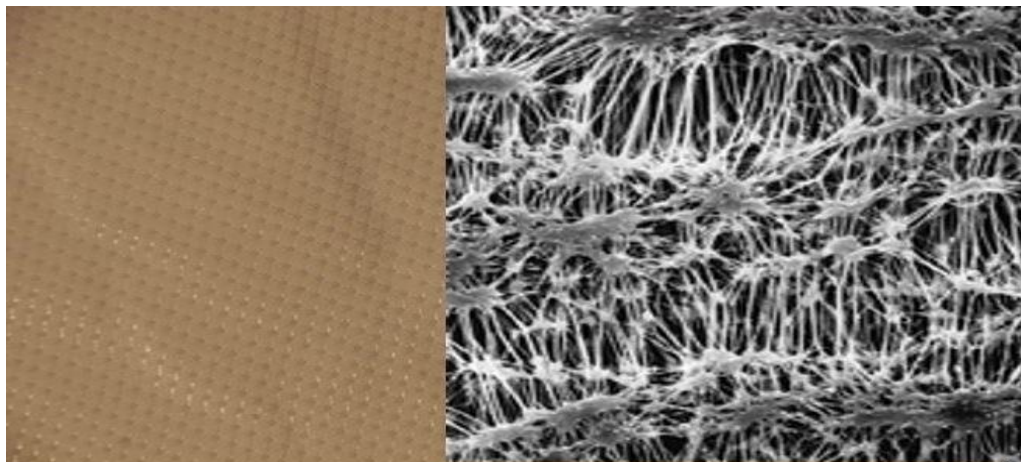


Figura 2.5: Aspecto de la membrana a simple vista y bajo el microscopio.

Una placa perforada, también fabricada de acero AISI 316L, de 210 mm de largo por 58 mm de ancho y 1.5 mm de espesor se encarga de la sujeción de la membrana. Los orificios realizados son de 1.5 mm de diámetro.

Al conjunto del microintercambiador de calor se le introdujo aire entre 2 y 3 bares de presión por cada uno de los orificios de entrada para comprobar su estanqueidad y no se observaron fugas en las salidas de los racores ni en los cierres longitudinales ni transversales.

2.2.2 – Baños termostáticos.

La instalación cuenta con un total de tres baños termostáticos y cada uno cumple con una función dentro de ella. A continuación se va a explicar el cometido de cada uno de ellos y sus principales características:

- **Baño para el ajuste de la temperatura del vapor:**

La función de este componente es bombear agua a la temperatura deseada hacia el intercambiador de calor en forma de serpentín que se encuentra en el interior del depósito en el que se produce el vapor. De esta forma, dadas las condiciones de vacío inducidas en el interior de éste, se puede conseguir generar vapor de agua a la temperatura requerida para posteriormente hacer que fluya hacia la entrada del absorbedor, tal como se puede observar en el esquema de la figura 2.2.

El modelo elegido con tal propósito ha sido el *Unichiller 006-MPC*, de la marca Huber, el cual se puede observar en la siguiente imagen:



Figura 2.6: Baño Huber Unichiller 006-MPC.

Este dispositivo consta con una unidad de refrigeración por aire y una bomba de circulación. El refrigerador, el tanque que contiene al agua y la carcasa están fabricados de acero inoxidable, mientras que la bomba, la cual puede actuar ejerciendo tanto presión como succión, se fabrica con un material plástico. El

nivel de agua se controla a través de una mirilla de cristal, la cual se puede apreciar en la parte superior izquierda de la imagen anterior. El peso total de este instrumento es de 36 kilogramos.

El rango de temperaturas que puede alcanzar el agua en este baño oscila entre los -20°C y los 40°C , valores suficientes para el propósito que se persigue. La temperatura se ajusta de forma digital y se muestra en el display que se encuentra en la esquina superior derecha del dispositivo. Para ello, se hace uso de un termostato, el cual va conectado a un sensor resistivo Pt100 que se dispone en el interior del aparato.

Como ya se ha comentado anteriormente, la refrigeración se produce por aire, y se emplean 0.08 kg del refrigerante R290 (Propano). El poder de refrigeración oscila desde los 0.6 kW a 15°C hasta los 0.15 kW a -20°C .

Otros datos de interés pueden consultarse en la hoja de especificaciones que proporciona el fabricante en su página web. [9]

- **Baño para regular la temperatura de la disolución:**

La finalidad del baño termostático en esta ocasión es la de conseguir llevar el agua a la temperatura deseada para posteriormente ser bombeada con dirección a un intercambiador de calor, tal como es posible observar en la figura 2.3. Por el otro lado de este intercambiador circula la disolución acuosa de bromuro de litio, cuya temperatura es regulada antes de introducirse en el absorbedor modificando los parámetros (temperatura y caudal) del agua gracias a la acción de este dispositivo.

También de la marca Huber, el modelo elegido en este caso es el *CC-K6*. El rango de temperaturas a las que se puede llevar el agua es algo superior al anterior, ya que éste oscila entre los -25°C y 200°C . El sistema de control es idéntico al del *Unichiller 006-MPC*, ya que también hace uso de un termostato de inmersión empleando sensores de temperatura Pt100.

La carcasa es de acero inoxidable, al igual que las partes en contacto con el agua, aunque algunas se fabrican utilizando plásticos altamente resistentes. Además, este dispositivo consta de una pantalla táctil TFT en lugar de un simple display para el ajuste de la temperatura, caudal bombeado y otras variables. Su peso total es de 25 kg.

Al igual que el baño utilizado para regular la temperatura del vapor, la refrigeración se produce por aire, utilizando 0.047 kg del mismo refrigerante (R290). El poder de refrigeración oscila va desde los 0.2 kW a 20°C hasta los 0.05 kW a -20°C, mientras que el poder calorífico es de 2 kW. [10]

El aspecto de este componente se puede comprobar en la siguiente figura:



Figura 2.7: Baño Huber CC-K6.

- **Baño para el agua de refrigeración:**

Este baño termostático corresponde al representado en la figura 2.1 y su función es la de llevar agua a la temperatura deseada para posteriormente ser bombeada hacia el interior del absorbedor. De esta forma, se hace posible disipar el calor generado en el proceso de absorción, impidiendo que la temperatura de la disolución aumente desmesuradamente, ya que este hecho, tal como se demostrará en el siguiente capítulo, tiene un impacto negativo en el fin que se persigue al reducirse el coeficiente de absorción.

En este caso, el modelo seleccionado fue el *CC-205B*, de la misma marca que los anteriores:



Figura 2.8: Baño Huber CC-205B.

El rango de temperaturas que se pueden alcanzar con este dispositivo es de entre 20°C y 200°C, siendo el poder calorífico de 2 kW. Al igual que el *CC-K6*, está fabricado con acero inoxidable y algunas piezas de plástico, pero el peso neto de éste se reduce hasta los 9 kg debido a sus menores dimensiones. También dispone de una pantalla TFT para la regulación de las variables, y el sistema de control es el mismo que en el caso anterior. Otros datos de interés pueden consultarse en la hoja de especificaciones del dispositivo. [11]

2.2.3 – Bomba de vacío.

La bomba de vacío es otro de los elementos fundamentales de la instalación. Si no se utilizara, la presencia de aire en el sistema (y por tanto de oxígeno) en contacto con el bromuro de litio haría que esta sal resultara altamente corrosiva y que los materiales metálicos fueran atacados de forma muy agresiva por este fenómeno, reduciendo su vida útil en gran medida. Es por ello por lo que este dispositivo es imprescindible para garantizar un funcionamiento correcto de la instalación. Además, la bomba de vacío también se conecta al depósito en el cual se genera el vapor para poder evaporar el agua a temperaturas relativamente bajas y conseguir que el vapor que finalmente se dirige al absorbedor esté a las condiciones de presión y temperatura deseadas.

El modelo utilizado en el laboratorio es el *PC 3001 VARIO*, de la marca Vacuumbrand, la cual es capaz de reducir la presión (absoluta) hasta los 2 milibares mediante el uso de un motor de 0.16 kW de potencia que puede aspirar un caudal de hasta 2 m³/h.

Gracias a su regulación del vacío por medio de las revoluciones del motor, esta bomba solo trabaja cuando existe demanda de vacío en el proceso, por lo que tiene un bajo consumo energético debido a su gran rendimiento. Además, este modelo fue elegido por su marcha silenciosa (42 dB), su muy baja vibración, y su ligereza (7.7 kg), ya que hacen que sea muy comfortable trabajar con este equipo en el laboratorio. Otros datos técnicos, así como sus dimensiones y las curvas de aspiración y bombeo pueden consultarse en la web del fabricante. [12]



Figura 2.9: Bomba de vacío PC 3001 VARIO.

2.2.4 – Bombas de circulación.

En la instalación se dispone de dos bombas, una para el circuito de la disolución y otra para el del agua de refrigeración. El cometido de estos componentes es hacer que circulen estos fluidos por las canalizaciones correspondientes, en el sentido y a la presión que interese. Ambas bombas son de la marca Ismatec.

La que se utiliza en el circuito del agua de refrigeración es el modelo *MCP-Z* con cabezal Z-200. Esta es capaz de bombear desde 1 a 7000 ml/min de agua, induciendo una presión diferencial de 5.2 bar gracias a un motor de corriente continua que oscila entre las 60 y las 6000 rpm. Esta bomba pesa 6.4 kg y consume 150 kW. [13]



Figura 2.10: Bomba Ismatec MCP-Z.

Para el bombeo de la disolución, sin embargo, se utiliza el modelo *Reglo Z*, con el cabezal Z-186. La capacidad de esta bomba es de entre 0.85 a 3200 ml/min y la presión diferencial que ejerce también queda reducida hasta los 1.4 bar. En este caso, el motor DC oscila entre las 50 y las 5000 rpm, y consume solo 10 kW menos (140 kW) que la descrita anteriormente. Sin embargo el peso de este modelo es muy inferior, de únicamente 1.7kg [14]. A continuación se muestra una imagen de este dispositivo:



Figura 2.11: Bomba Ismatec REGLO-Z.

2.2.5 – Sensores.

Los sensores son los dispositivos que permiten detectar las magnitudes físicas de interés y transformarlas en variables eléctricas, las cuales se recogen mediante una toma de datos para ser analizadas posteriormente en el ordenador. En este apartado se van a describir los tipos de sensores utilizados, que son los siguientes:

- **Sensores de presión y temperatura:**

Estos sensores se utilizan para conocer las condiciones de los diferentes fluidos tanto a la entrada como a la salida del absorbedor, así como en los canales del agua que alimentan a los intercambiadores de calor y en los depósitos.

Para la medición de temperatura se emplea uno de los transductores más comunes, el Pt100, un sensor resistivo hecho de platino que presenta una resistencia de $100\ \Omega$ a 0°C . El aspecto de este dispositivo es el que se muestra a continuación:



Figura 2.12: Sensor de temperatura Pt100.

Al igual que los de temperatura, los sensores de presión fueron suministrados por la marca Omega. En particular, el modelo empleado en el laboratorio es el *PX409-005-AI-EH*, un transductor de alta precisión capaz de medir valores de presión absoluta que oscilan entre los 0 y los 5 psia [15]. El acople de este sensor al punto de medición se puede apreciar en la siguiente imagen:



Figura 2.13: Sensor de presión Omega PX409-005-AI-EH acoplado.

- **Sensores de caudal:**

Este tipo de transductores se utiliza para medir el gasto másico de agua que circula a través de un conducto. En total se utilizan tres de éstos: uno para medir el caudal de agua de refrigeración que se bombea hacia el absorbedor, y los otros dos para controlar el flujo de agua que alimenta los intercambiadores de calor procedente del baño termostático correspondiente.

El modelo elegido, también de la marca Omega, es el *FLR1009ST-I*, un caudalímetro para agua de bajo caudal que permite cubrir los rangos de flujo de 13 ml/min a 10 l/min [16] y puede ser observado a continuación:



Figura 2.14: Caudalímetro FLR1009ST-I.

- **Sensores de caudal y densidad para la disolución:**

Estos sensores se colocan tanto a la entrada como a la salida del absorbedor en el circuito de la disolución y permiten medir el flujo másico entrante y saliente, así como la densidad de este fluido en ambos puntos. De esta manera, tras analizar los datos recogidos, es posible conocer la masa de vapor que ha sido absorbida así como la variación de la concentración de la disolución de bromuro de litio tras su paso por el microabsorbedor.

Para adquirir estos datos se utilizan unos medidores muy específicos, de tipo coriolis, que fueron encargados a la marca Micro Motion. En particular, se emplea el modelo *010M* de la serie *ELITE (CMFS010 M)*, que viene acompañado por un transmisor (modelo *5700*) que interpreta los datos recogidos y permite que su extracción mediante un USB para su posterior análisis en el ordenador.

A continuación se puede observar el aspecto del medidor de caudal y de densidad de tipo coriolis (pieza cromada) con el transmisor (pieza azul) acoplado en su parte superior:



Figura 2.15: Medidor de caudal y densidad de tipo coriolis y transmisor.

2.2.6 – Otros componentes y accesorios.

Además de los componentes ya explicados en este capítulo, cabe resaltar que los tubos por los que circulan los fluidos de trabajo son de PFA (perfluoro-alcoxialcano), un material polimérico flexible, transparente y de gran estabilidad térmica que se ajusta por tanto a las necesidades requeridas por la instalación. En la siguiente imagen se muestra en detalle la apariencia de este componente:



Figura 2.16: Conductos de PFA.

El resto de componentes de la instalación (válvulas, codos, tes, uniones, conectores...) son en su mayoría de acero inoxidable para prevenir problemas de corrosión. A continuación se muestra una fotografía tomada en el laboratorio en la que se pueden apreciar en detalle alguno de estos componentes:

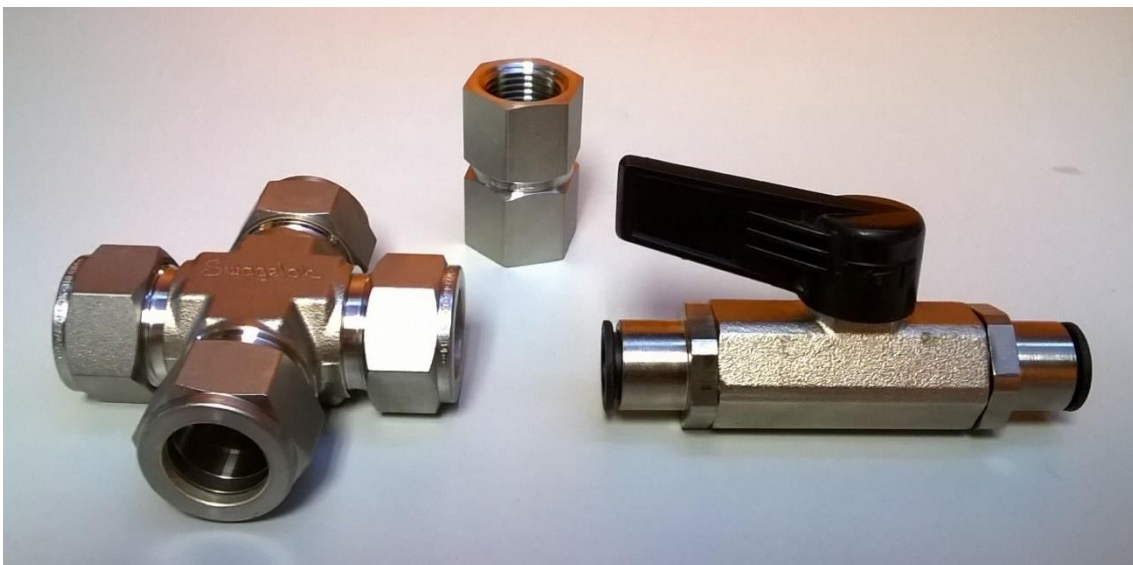


Figura 2.17: Algunos accesorios de la instalación.

Capítulo 3: Modelo teórico

Antes de dar comienzo a los experimentos en la instalación disponible en la Universidad Carlos III de Madrid, la cual fue descrita en el capítulo anterior, se ha analizado el funcionamiento de esta configuración de forma teórica, con el fin de elaborar una primera batería de ensayos en la que se especifiquen las condiciones de presión y temperatura de los diferentes fluidos de trabajo, entre otros parámetros, bajo las cuales se realizará cada uno de los experimentos. Además de servir como base para una futura implementación experimental, el modelo teórico permite predecir los resultados que van a ser obtenidos, de forma que ya antes de realizar los ensayos se hace posible intuir cuáles son las condiciones de trabajo que más interesan para el fin que se persigue y cuáles deberían ser descartadas desde un inicio debido a los malos resultados a los que conducen.

A pesar de ello, los resultados obtenidos de forma teórica deberán ser contrastados una vez se hayan llevado a cabo los ensayos en la instalación real, ya que como consecuencia del todavía poco avance en la investigación acerca de esta nueva tecnología, alguna de las correlaciones empleadas en el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor y de masa a día de hoy no han probado su validez, especialmente en microcanales como los empleados en los microabsorbedores de membrana como el de la instalación. Por tanto, otro de los objetivos del proyecto que está siendo realizado en la Universidad Carlos III es el análisis de los datos recogidos con el fin de elaborar nuevas correlaciones o modificar las ya existentes, de forma que permitan realizar simulaciones y modelos teóricos más precisos a cerca de los procesos de transferencia de calor y masa que ocurren en el interior de un microintercambiador de calor de membrana.

En particular, el objetivo de la simulación es calcular el coeficiente de absorción, los coeficientes de transferencia de calor y masa y la variación de la concentración de la disolución y de las temperaturas de los fluidos de trabajo a lo largo de los microcanales del absorbedor. Para ello, cada canal se divide en elementos diferenciales y se resuelven los balances de masa y energía en cada uno de ellos.

A continuación se muestra un esquema del absorbedor en el que se destaca un elemento diferencial con una línea discontinua roja, mientras que en la siguiente figura, se puede observar una representación más detallada de éste:

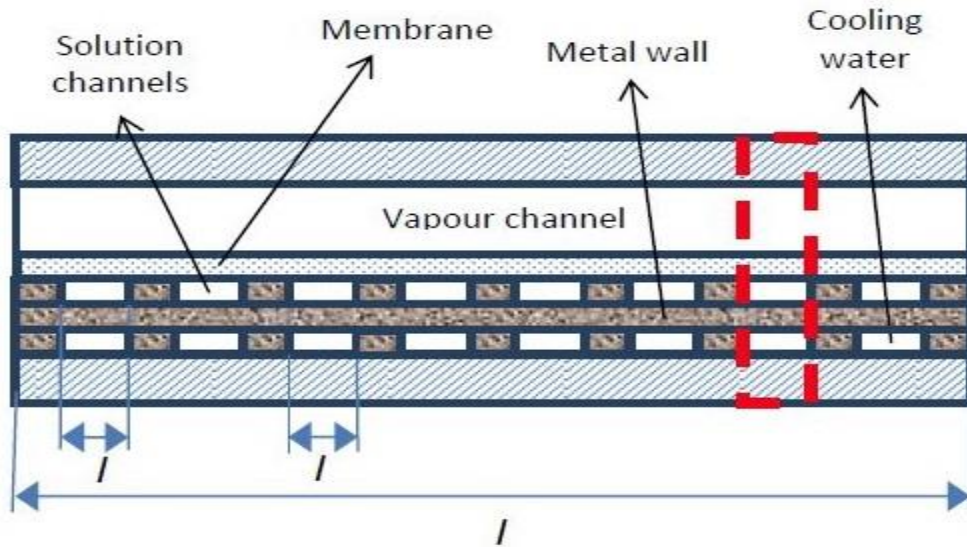


Figura 3.1: Sección del absorbedor y elemento diferencial. [3]

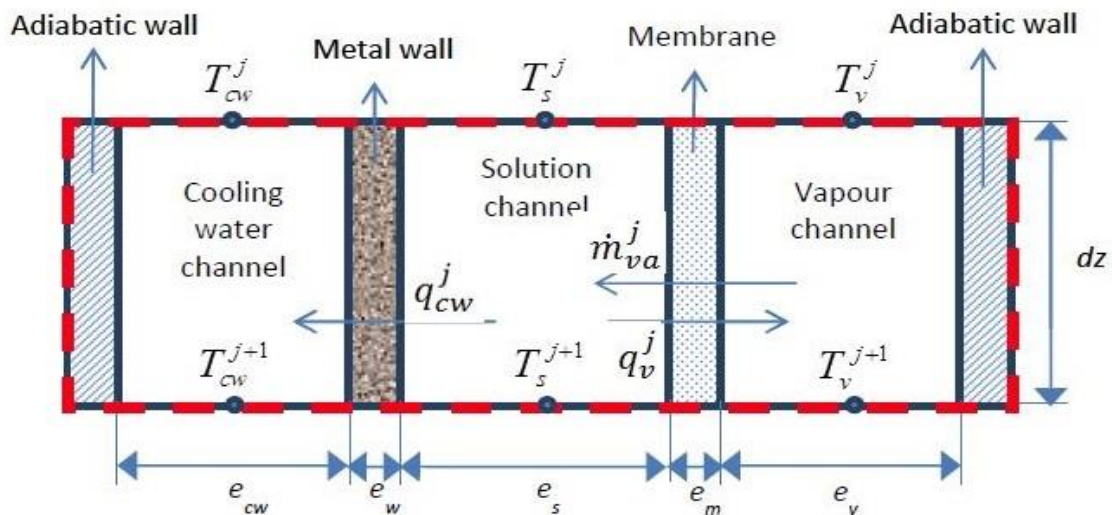


Figura 3.2: Detalle del elemento diferencial. [3]

En esta última imagen, se puede apreciar cómo el intercambio de masa se produce desde el vapor de agua (refrigerante) hacia la disolución de bromuro de litio (absorbente) a través de la membrana microporosa. Sin embargo, debido al carácter exotérmico del proceso de absorción, la transferencia de calor se produce desde la disolución tanto hacia el propio vapor de agua como hacia el agua de refrigeración.

En primer lugar se va a llevar a cabo el estudio del proceso de transferencia de masa, y posteriormente, el de transferencia de calor, de acuerdo al desarrollo llevado a cabo por el Grupo de Sistemas Energéticos de la Universidad Carlos III de Madrid, en su artículo "A simple model to predic the performance of a H2O-LiBr absorber operating with a microporous membrane". [7]

3.1 – Tipo de flujo a través de la membrana.

Como punto de partida, es necesario conocer el tipo de flujo existente a través de la membrana microporosa. Para ello, se hace utilidad del número adimensional de Knudsen (Kn), el cual permite evaluar la forma en la que se produce el transporte del vapor de agua a través de la membrana.

En el caso de los gases, hay fenómenos que no pueden ser descritos por las ecuaciones clásicas de la dinámica de fluidos, ni se pueden aplicar las condiciones de contorno habituales (condición de adherencia...), dado que las moléculas de los gases tienen un recorrido libre medio, λ , considerablemente superior al de los líquidos. Por esta razón se hace necesario emplear este número adimensional, ya que permite catalogar los flujos y determinar el cambio de comportamiento de la sustancia del continuo al molecular. [17]

El número de Knudsen se define como la relación entre la longitud camino libre promedio molecular, λ , y una longitud característica, que en el problema bajo estudio es el diámetro del poro de la membrana, d_p :

$$Kn = \frac{\lambda}{d_p}$$

El camino libre promedio del vapor de agua (distancia entre colisiones moleculares), en este trabajo se ha calculado utilizando la ecuación dada por Redhead [18],

$$\lambda = \frac{C_b \cdot T_m}{\sqrt{2} \cdot \pi \cdot \sigma^2 \cdot P_m}$$

donde C_b es la constante de Boltzmann ($1.38 \cdot 10^{-23}$ J/K), T_m la temperatura absoluta (K), σ el diámetro molecular de colisión (2.641 \AA para el vapor de agua), y P_m la presión media absoluta en los poros de la membrana (Pa).

Si el número de Knudsen es menor que 0.01, la colisión entre las moléculas del gas es dominante y el flujo existente es de carácter viscoso, es decir, el gas se comporta como un fluido continuo en longitudes características del tamaño de d_p . Sin embargo, si el número de Knudsen es mayor que 10, son dominantes las colisiones entre las moléculas y la pared porosa y se da lugar a flujo molecular libre (flujo de Knudsen). En el caso particular del microintercambiador bajo estudio, Kn oscila entre 13 y 14, por lo que se produce éste último tipo de flujo a través de la membrana a lo largo de todo el absorbedor.

Como se ha comentado anteriormente, la forma de abordar el problema es dividir la longitud de los microcanales en elementos diferenciales, por lo que a partir de ahora, los parámetros que vayan acompañados del superíndice j , harán referencia a magnitudes locales relativas al elemento diferencial j .

3.2 – Modelo de transferencia de masa.

Uno de los parámetros de mayor interés es el gasto másico de vapor de agua absorbido por la disolución, ya que cuanto mayor sea la masa de refrigerante absorbida, mejor es el funcionamiento del microabsorbedor. Para calcular este parámetro se hace uso de la siguiente relación:

$$\dot{m}_{va}^j = J^j \cdot A$$

donde A es el área de transferencia de masa, calculada como el ancho del canal, l_s , multiplicado por la longitud del elemento diferencial, d_z :

$$A = l_s \cdot d_z$$

mientras que J^j es el coeficiente de absorción relativo al elemento diferencial j , el cual se calcula utilizando la siguiente expresión:

$$J^j = \frac{P_v - P_s^j}{R_{ov}^j}$$

En esta fórmula, P_v y P_s representan la presión del vapor del refrigerante y la presión parcial del vapor de agua correspondiente a una disolución de concentración (x) y temperatura (T_s). [19]

Por su parte, R_{ov} representa la resistencia a la transferencia de masa global, e incluye la resistencia a la difusión a través de la capa límite de la disolución acuosa (R_s) y la resistencia a la difusión del vapor de agua a través de la membrana (R_m), las cuales actúan en serie:

$$R_{ov}^j = R_s^j + R_m^j$$

En ambos casos se puede emplear la expresión que indica que las resistencias de transferencia de masa son el inverso del coeficiente de transferencia de masa, K :

$$R^j = \frac{1}{K^j}$$

El coeficiente de transferencia de masa en el caso de la membrana se puede estimar, teniendo en cuenta que se produce flujo molecular libre ($Kn > 10$), según propusieron Mason y Malinauskas [20]:

$$K_m = \frac{M}{e_m} \cdot \left(\frac{D_e^k}{R_u \cdot T_m} \right)$$

En esta relación, M representa el peso molecular del agua, e_m el espesor de la membrana, R_u la constante universal de los gases, y T_m , la temperatura absoluta, como fue definido anteriormente. Por su parte, el término de difusión, D_e^k , puede ser evaluado de la siguiente forma:

$$D_e^k = \frac{\varepsilon \cdot d_p}{3\tau} \left(\frac{8 \cdot R_u \cdot T_m}{\pi \cdot M} \right)$$

A parte de los parámetros ya definidos anteriormente, aparecen ε y τ , que representan, respectivamente, la porosidad y la tortuosidad de la membrana. En realidad, en la expresión del término de difusión se podría eliminar la tortuosidad, ya que ésta, según Iversen [21], es función de la porosidad:

$$\tau = \frac{(2 - \varepsilon)^2}{\varepsilon}$$

Por otro lado, la resistencia de transferencia de masa en la disolución puede calcularse de acuerdo a la expresión desarrollada por Ali y Schwerdt [22]:

$$R_s^j = \frac{P_{sat}^j}{\rho_{agua}^j \cdot K_s^j}$$

donde P_{sat} es la presión del agua saturada correspondiente a la temperatura de la disolución, ρ_{agua} la densidad del agua y K_s el coeficiente de transferencia de masa entre la interfase disolución-vapor y la propia disolución. Para el cálculo de este último parámetro no existe ninguna correlación adecuada a día de hoy, por lo que para proceder a su obtención se hace uso de la analogía entre la transferencia de masa y de calor y se emplean las correlaciones de Lee y Grimella [23], para la región de entrada térmica, y la de Shah y London [24] para flujo completamente desarrollado, tal y como se describe en el análisis del proceso de transferencia de calor que se realiza en el siguiente apartado.

3.3 – Modelo de transferencia de calor.

El punto de partida para ello es realizar un balance de energía en el elemento diferencial:

$$(\dot{m}_{va} \cdot i_{lv})^j = q_s^j + q_v^j + q_{cw}^j$$

Éste es simplemente la representación algebraica de que el calor desprendido durante la absorción de un flujo másico de vapor \dot{m}_{va} es transferido a la disolución, al propio vapor y al agua de refrigeración, respectivamente.

El calor absorbido por la disolución, el vapor y por el agua de refrigeración, relativo a cada elemento diferencial, puede ser calculado sencillamente de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} q_s^j &= (\dot{m} \cdot i)_s^{j+1} - (\dot{m} \cdot i)_s^j \\ q_v^j &= (\dot{m} \cdot i)_v^{j+1} - (\dot{m} \cdot i)_v^j \\ q_{cw}^j &= (\dot{m} \cdot i)_{cw}^{j+1} - (\dot{m} \cdot i)_{cw}^j = \dot{m}_{cw} \cdot (i_{cw}^{j+1} - i_{cw}^j) = \\ &= \dot{m}_{cw} \cdot C p_{cw}^j \cdot (T_{cw}^{j+1} - T_{cw}^j) \end{aligned}$$

En estas expresiones, el subíndice s se refiere a la disolución, cw al agua de refrigeración y v al vapor. También se usará posteriormente el subíndice va , que hace referencia al vapor absorbido. La expresión del calor que absorbe el agua de refrigeración, q_{cw} , se ha podido simplificar, dado que la masa de agua es constante (por continuidad) y debido a que se considera que es un líquido incompresible con calor específico constante, despreciando la caída de presión a lo largo del microcanal.

Sin embargo, el gasto másico de vapor y de disolución a lo largo del canal va variando debido al propio proceso de absorción (hay transferencia de masa desde el vapor hacia la disolución). Por tanto, realizando un sencillo balance de masa se obtiene:

$$\begin{aligned} \dot{m}_s^{j+1} &= \dot{m}_s^j + \dot{m}_{va}^j \\ \dot{m}_v^{j+1} &= \dot{m}_v^j - \dot{m}_{va}^j \end{aligned}$$

Como es lógico, la concentración en bromuro de litio de la disolución va disminuyendo según se produce la absorción del vapor del refrigerante. Por tanto, para su cálculo se puede emplear la siguiente relación:

$$x^{j+1} = x^j \cdot \frac{\dot{m}_s^j}{\dot{m}_s^{j+1}}$$

Además, dado que el calor se transfiere desde la disolución hasta el agua de refrigeración y hacia el vapor, también se pueden emplear las siguientes expresiones:

$$q_{cw}^j = U_{s,cw}^j \cdot A \cdot (T_s^j - T_{cw}^j)$$

$$q_v^j = U_{s,v}^j \cdot A \cdot (T_s^j - T_v^j)$$

En estas ecuaciones, $U_{s,cw}$ y $U_{s,v}$ representan, respectivamente, los coeficientes globales de transferencia de calor entre la disolución y el agua de refrigeración y entre la disolución y el vapor del refrigerante. Para calcularlos, se hace uso de la expresión que indica que el inverso de la resistencia térmica total es igual al coeficiente global de transferencia de calor multiplicado por el área de intercambio, de forma que despejando U de ésta se obtiene:

$$\frac{1}{U_{s,cw}^j} = \frac{1}{h_{cw}^j} + \frac{e_w}{k_w^j} + \frac{1}{h_{s,cw*}^j}$$

$$\frac{1}{U_{s,v}^j} = \frac{1}{h_v^j} + \frac{e_m}{k_{m,ave}^j} + \frac{1}{h_{s,v*}^j}$$

Dado que la membrana está formada por poros, los cuales se rellenan de vapor durante el proceso de absorción, y por el propio sólido de la membrana, es recomendable emplear un coeficiente de conducción medio, que según la ecuación propuesta por Martínez y Rodríguez-Maroto, se puede obtener de la siguiente forma:

$$k_{m,ave} = \varepsilon \cdot k_v + (1 - \varepsilon) \cdot k_m$$

En esta ecuación, k_v representa el coeficiente de conducción del vapor dentro de los poros y k_m el del propio sólido que constituye la membrana (0.22 W/m·K)

En las ecuaciones anteriores, los coeficientes de convección a lo largo de los canales del vapor, la disolución y el agua de refrigeración se han calculado para dos zonas: tanto para la región de entrada térmica como para la zona en la que el flujo ya está totalmente desarrollado.

En el caso de los canales del agua de refrigeración y de la disolución, han sido empleadas las ecuaciones de Lee y Garimella [23] con el objetivo de estimar la longitud de la región de entrada térmica y los coeficientes de convección en esta zona, tal y como se comentó en el apartado anterior. Esta correlación tiene la ventaja respecto a otras disponibles en la literatura, de que permite la estimación del coeficiente de convección como función de la posición a lo largo del canal, además de cubrir un amplio rango de relaciones de aspecto, que se define como el ratio entre el alto y el

ancho del canal ($\alpha = \frac{l}{e}$), y diámetros hidráulicos ($D_h = \frac{4 \cdot A}{P}$). Cuando el flujo es totalmente desarrollado, se emplea la correlación de Shah y London [24], válida para canales rectangulares. Estas correlaciones, que pueden ser encontradas en la bibliografía, fueron obtenidas empíricamente y son funciones únicamente de la relación de aspecto.

En los canales de la disolución, el efecto de la transferencia de masa sobre la transferencia de calor tiene que ser tenido en cuenta. Para ello, se corrigen los coeficientes obtenidos a partir de las ecuaciones de Lee y Garimella y Shah y London multiplicándolos por un coeficiente denominado Factor de Ackermann (Taylor y Krishna [25]):

$$\Xi = \frac{\Phi}{e^{\Phi} - 1}$$

donde Φ se define como:

$$\Phi = \frac{J \cdot C_{p_v} \cdot e_s}{k_v}$$

El coeficiente modificado de transferencia de calor desde la disolución hacia el agua de refrigeración se incrementa debido a que la transferencia de masa se produce en la misma dirección que la transferencia de calor. Sin embargo, en el caso de la transferencia de calor desde la disolución hacia el vapor ocurre lo contrario, ya que ambos procesos ocurren en direcciones opuestas.

Para la obtención de los coeficientes en el lado del canal del vapor, se emplean correlaciones obtenidas a partir de datos tabulados por Shah y London [24] y que igual que en el caso anterior, dependen únicamente de la relación de aspecto del canal por el que circula el vapor del refrigerante. Éstas pueden ser consultadas en el artículo publicado por el Grupo de Sistemas Energéticos de la Universidad Carlos III de Madrid. [7]

3.4 – Simulación por ordenador y resultados teóricos.

Para la simulación llevada a cabo en este trabajo y la obtención de los resultados teóricos que se presentan más adelante en este capítulo, se ha utilizado el software llamado *EES* (Engineering Equation Solver), en el cual se han implementado los modelos de transferencia de calor y masa descritos en los apartados anteriores. Este programa, también permite calcular las propiedades de la disolución de bromuro de litio-agua, por medio de correlaciones desarrolladas por Patek y Klomfar [26], excepto las usadas para la viscosidad y la conductividad térmica, que fueron proporcionadas por DiGuilio [27]. Las propiedades del agua también fueron calculadas usando *EES*, mientras que la conductividad térmica del metal de la pared se asumió que es $10 \text{ W/m}\cdot\text{K}$.

El código implementado en *EES* fue el mismo que utilizó el Grupo de Ingeniería de Sistemas Energéticos en la elaboración de su artículo [7], con el fin de continuar con la investigación acerca del microabsorbedor de membrana que va a ser ensayado experimentalmente. Por tanto, hubo que modificar en este código la geometría de los canales, lo que a su vez obligó a adaptar los caudales de los diversos fluidos y otras condiciones de trabajo para asegurar que las iteraciones convergieran. También, dependiendo del caso que estuviera siendo estudiado, fue necesario modificar las condiciones de presión, temperaturas de los fluidos y concentración inicial de la disolución, entre otros.

Como ya se comentó al principio del capítulo, la simulación ha sido empleada con el propósito de obtener una batería inicial de ensayos para ser posteriormente trasladados a la instalación experimental, así como para poder analizar la respuesta que proporcionaría el microabsorbedor en función de las diferentes condiciones de trabajo. Además, es interesante predecir los resultados que se obtendrían para comprobar si la precisión de los equipos, en especial de los medidores de caudal y densidad de tipo coriolis, es suficiente como para poder medir experimentalmente variables de interés tales como la variación de concentración que experimenta la disolución a lo largo del absorbedor, entre otras.

Específicamente, se han simulado un total de 95 casos, repartidos en 11 bloques de ensayo. En cada bloque se analiza el funcionamiento del microabsorbedor al variar uno de los diversos parámetros de funcionamiento; en particular, la temperatura y gasto másico tanto del agua de refrigeración como de la disolución, la presión del vapor y la concentración de la disolución a la entrada de éste.

A continuación se muestra una tabla que sirve como resumen de todos los casos que han sido simulados y en la que se puede observar el rango en el que se varía cada uno de los parámetros. En ella, se resalta en color amarillo la variable principal del estudio en cada bloque, y en verde, otras variables secundarias a las que también se les ha modificado su valor con el fin de obtener resultados más concluyentes en lo que respecta a las variables principales estudiadas en cada bloque:

Bloque	Variables bajo estudio					
	T_{cw} (°C)	m_{cw} (kg/s)	T_s (°C)	m_s (kg/s)	P_v (kPa)	X
1	23 - 29	$0,5 \cdot 10^{-3}$	32	$1 \cdot 10^{-3}$	1	0,6
2	23	$0,6 \cdot 10^{-3}$ - $1,6 \cdot 10^{-3}$	32	$1 \cdot 10^{-3}$	1	0,6
3	23	$0,5 \cdot 10^{-3}$	24 - 40	$1 \cdot 10^{-3}$	1	0,6
4	23	$0,5 \cdot 10^{-3}$	24 - 40	$2 \cdot 10^{-3}$	1	0,6
5	23	$0,5 \cdot 10^{-3}$	24 - 40	$0,5 \cdot 10^{-3}$	1	0,6
6	23	$0,5 \cdot 10^{-3}$	24 - 40	$1 \cdot 10^{-3}$	1,228	0,6
7	23	$0,5 \cdot 10^{-3}$	24 - 40	$0,5 \cdot 10^{-3}$	1,228	0,6
8	23	$0,5 \cdot 10^{-3}$	24 - 40	$1 \cdot 10^{-3}$	1,706	0,6
9	23	$0,5 \cdot 10^{-3}$	24 - 40	$0,5 \cdot 10^{-3}$	1,706	0,6
10	23	$0,5 \cdot 10^{-3}$	24 - 40	$1 \cdot 10^{-3}$	1	0,57
11	23	$0,5 \cdot 10^{-3}$	24 - 40	$1 \cdot 10^{-3}$	1	0,63

Figura 3.3: Tabla resumen de los ensayos realizados.

A continuación, se van a exponer los resultados obtenidos en dichas simulaciones, los cuales permiten sacar algunas conclusiones tras ser analizados:

3.4.1 – Efectos de la variación de la temperatura del agua de refrigeración.

En primer lugar, se ensayó cuál es el efecto que tiene una variación de la temperatura y del gasto másico de agua de refrigeración si se mantienen las demás condiciones de funcionamiento invariables. Se pone especial interés en controlar parámetros tales como la variación de la concentración de la disolución (y por tanto la masa de vapor absorbida) o el ratio entre la potencia de refrigeración y el volumen del absorbedor (r_{qv}), ya que, como se comentó en el capítulo introductorio, el gran tamaño que ocupan los equipos relativos a sistemas de absorción es una de las grandes limitaciones para el desarrollo de esta nueva tecnología y se deben emplear todos los esfuerzos posibles en intentar reducir su volumen. Debido a que este último parámetro es obtenido tras resolver el ciclo de refrigeración al completo, su análisis será llevado a cabo en el siguiente capítulo, en el cual se estudia la respuesta del ciclo si se utilizara un absorbedor como el que se dispone en la instalación bajo diferentes condiciones de funcionamiento. También es interesante prestar atención a la evolución de las temperaturas de los distintos fluidos de trabajo a lo largo de los microcanales, ya que éstas también tienen una gran determinación en el buen funcionamiento del absorbedor.

A continuación se muestra gráficamente la forma en la que la temperatura del agua de refrigeración afecta a la variación de la concentración de la disolución:

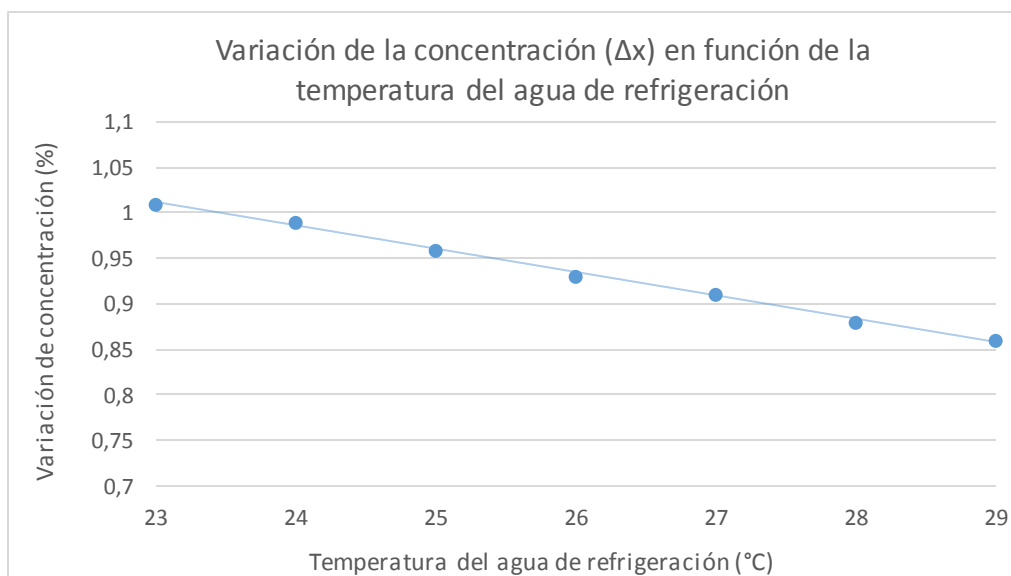


Figura 3.4: Variación de la concentración en función de la temperatura del agua de refrigeración.

En esta imagen se puede apreciar que cuanto menor sea la temperatura del agua de refrigeración, mayor va a ser la variación de la concentración de la disolución, es decir, se absorberá una mayor cantidad de vapor de refrigerante. Esto es debido, a que si el agua está más fría, tendrá una mayor capacidad de refrigeración, y el calor que se desprende del proceso de absorción se disipará de forma más eficiente. Por tanto, si el agua es capaz de disipar una mayor cantidad de calor, menor será el calor absorbido por la propia disolución y por el vapor y debido a ello, no ascenderán tanto sus temperaturas. Cuanto menor sea la temperatura de la disolución, mejor se realiza la absorción de vapor, tal y como se demuestra posteriormente en otro de los ensayos realizados.

El efecto que tiene la temperatura del agua de refrigeración en la temperatura de la disolución, y consecuentemente en la eficiencia de la absorción (es decir, en el coeficiente de absorción) también ha sido analizado, y ha sido representado gráficamente tal y como se puede apreciar a continuación:

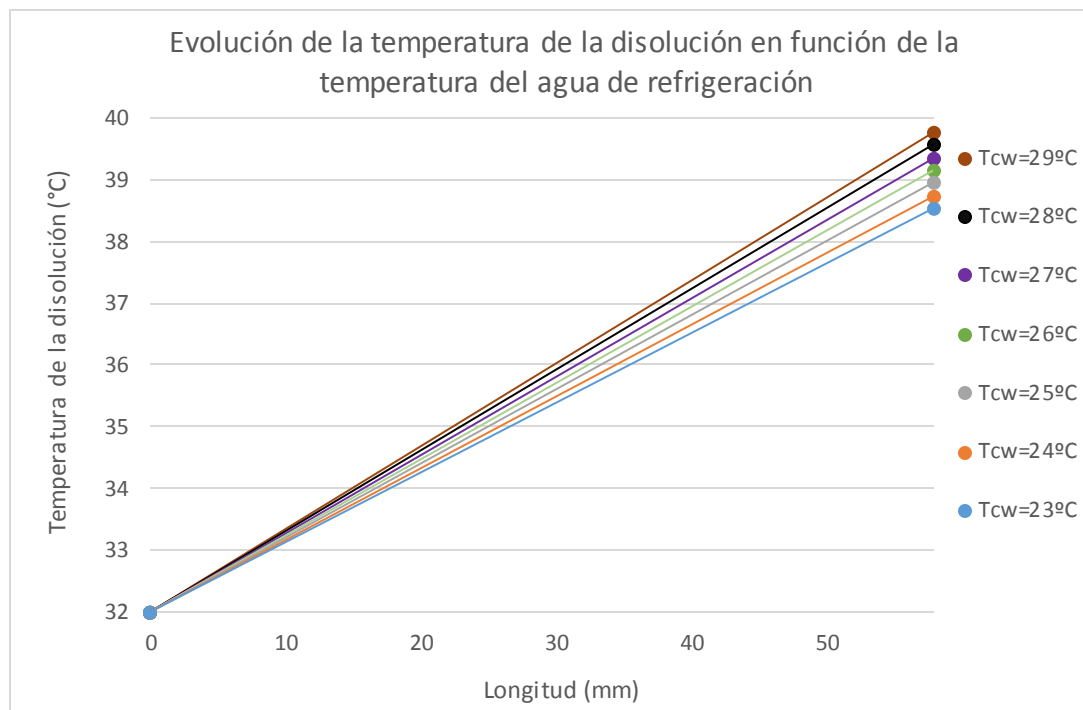


Figura 3.5: Evolución de la temperatura de la disolución a lo largo del canal en función de la temperatura del agua de refrigeración.

Lo primero que llama la atención acerca de esta gráfica es que, a diferencia de lo que ocurre en los absorbedores convencionales, en los microintercambiadores de membrana la temperatura de salida puede ser (como sucede en estos casos) superior a la de entrada. Esto ocurre, entre otras cosas, debido a que el proceso de absorción es

diferente dada la existencia de la membrana y a que el motor de la transferencia de masa es la diferencia de presiones.

Además, se puede apreciar claramente que aunque en todos los casos la disolución se introduce en el absorbedor a 32°C (para este ensayo), si la temperatura del agua de refrigeración es mayor, la peor disipación del calor produce que ésta abandone el absorbedor a una temperatura más elevada, existiendo una diferencia de aproximadamente 1.5°C por cada 6°C de variación de la temperatura del agua, es decir, se produce aproximadamente un aumento de 0.25°C en la temperatura de la disolución por cada grado que se eleve la temperatura del agua refrigerante.

Como ya se ha comentado, este hecho tiene una influencia directa en el coeficiente de absorción, la cual ha sido analizada gráficamente en la siguiente representación:

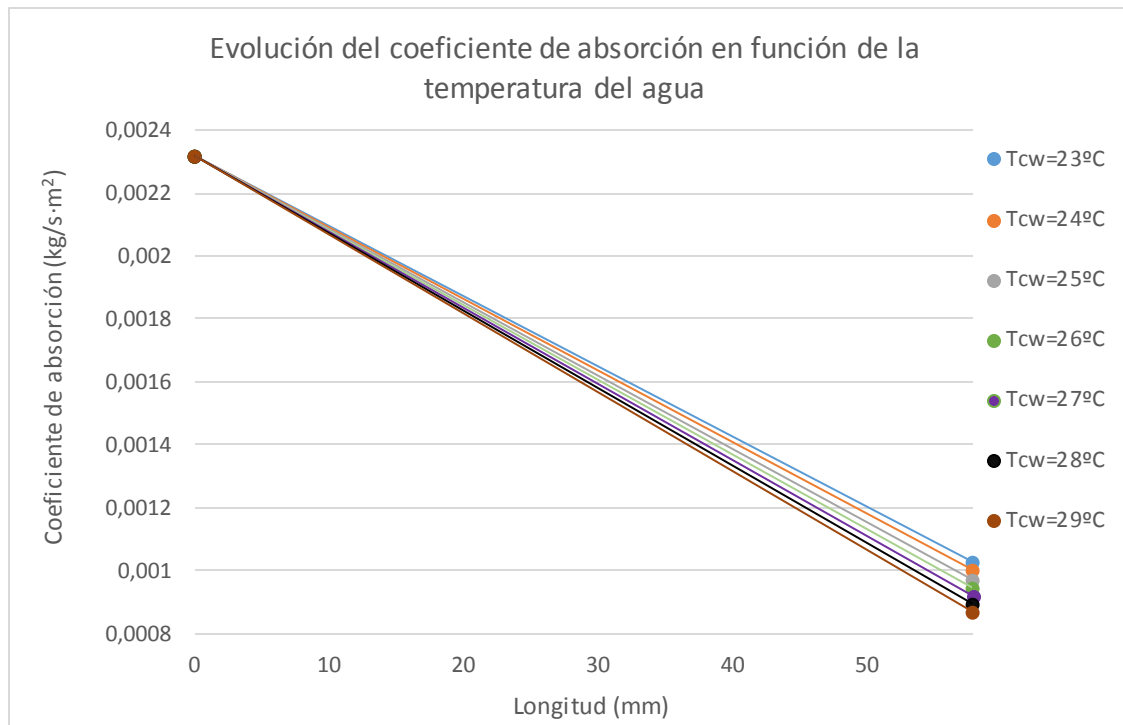


Figura 3.6: Evolución del coeficiente de absorción a lo largo del canal en función de la temperatura del agua de refrigeración.

Aunque, como se aprecia en la imagen, el impacto que tiene la temperatura del agua de refrigeración sobre el coeficiente de absorción no es demasiado importante, sigue siendo necesario intentar optimizar este parámetro, ya que al final, la suma de factores que a priori tienen poca importancia es lo que determina si el funcionamiento del microabsorbedor es el correcto.

De esta figura, además, se puede sacar la conclusión de que el coeficiente de absorción es mucho más grande al principio de los canales que al final. Esto es debido a que a la entrada, la diferencia de presiones entre el vapor y la disolución, motor principal del proceso de transferencia de masa, es mayor y tiende a decrecer según la disolución va absorbiendo el vapor de agua a lo largo del canal.

3.4.2 – Efectos de la variación del gasto másico de agua de refrigeración.

El siguiente parámetro bajo estudio fue el gasto másico de agua de refrigeración. Si se analizan con atención las conclusiones extraídas a cerca del efecto de la temperatura del agua de refrigeración, se hace lógico pensar que un mayor gasto másico de este fluido resultará en una mayor disipación del calor y por tanto en un descenso de la temperatura de la disolución, con la consiguiente mejora de la eficiencia en la absorción del vapor del refrigerante. Estas hipótesis parecen confirmarse una vez son representadas las gráficas elaboradas a partir de los datos obtenidos mediante la simulación de diferentes escenarios de funcionamiento:

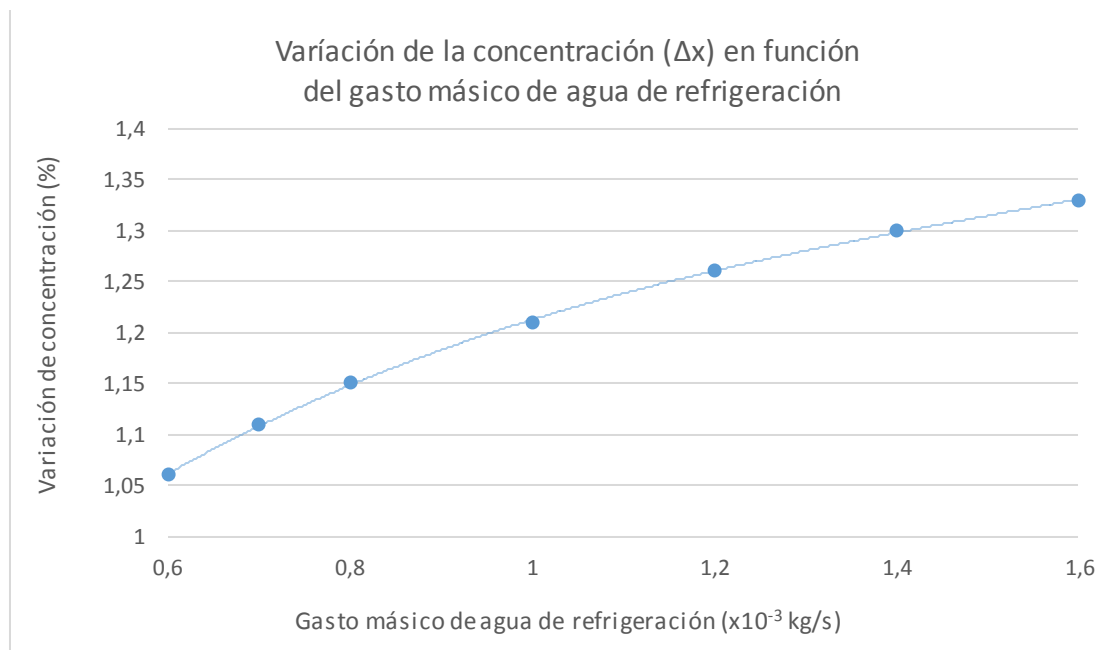


Figura 3.7: Variación de la concentración en función del gasto másico de agua de refrigeración.

Como se había previsto, la variación de la concentración aumenta si lo hace el gasto másico de agua de refrigeración en circulación. Esto es debido a la misma razón expuesta anteriormente, es decir, cuanto mayor caudal de agua circule, mayor

cantidad de calor será capaz de absorber, y por tanto la temperatura de la disolución no ascenderá de forma tan significativa, mejorando el proceso de absorción.

Otro aspecto interesante que se puede comentar en relación esta imagen es que según se aumenta el gasto másico de agua, la variación de la concentración aumenta cada vez de menor manera, o lo que es lo mismo, tiende a una asíntota horizontal. Esto es debido a que aunque se aumente el gasto másico de este fluido refrigerante, el calor que éste disipa no aumenta de la misma manera y llegará un punto en que la temperatura de la disolución permanezca prácticamente invariable y no aumentará la variación de la concentración debido a que ésta se encuentra siempre en las mismas condiciones de funcionamiento independientemente del aumento en el caudal de agua. Este hecho se puede apreciar en la siguiente figura, en la cual se representa la evolución de la temperatura de la disolución a lo largo de los canales para diferentes gastos de agua de refrigeración:

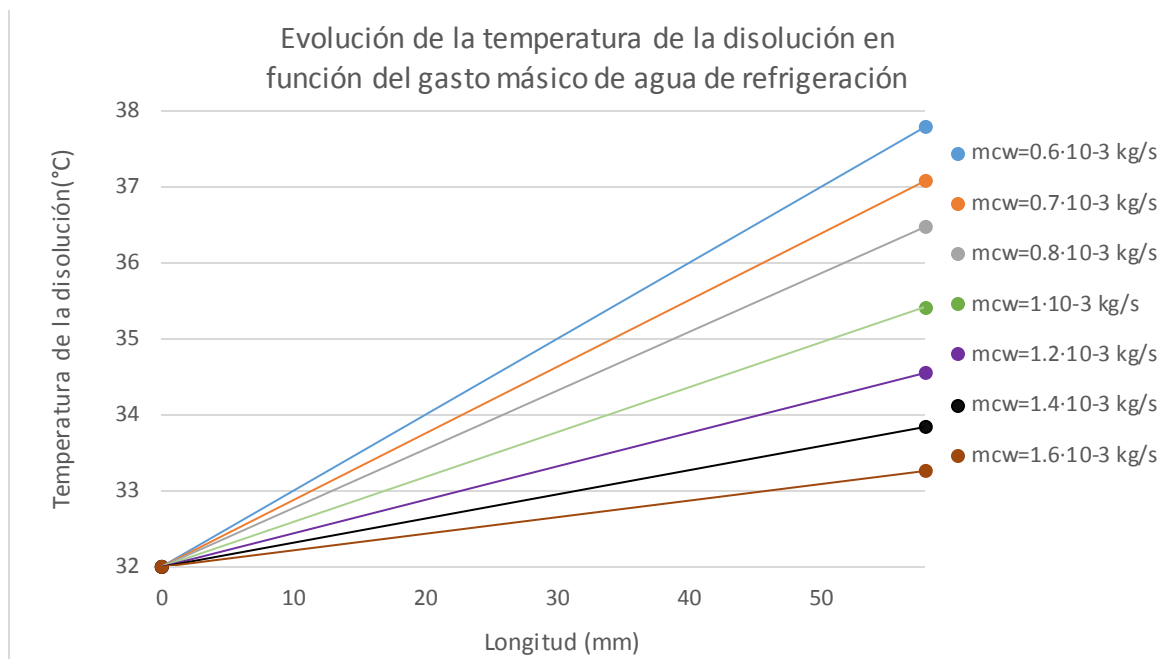


Figura 3.8: Evolución de la temperatura de la disolución en función del gasto másico de agua.

En esta imagen se puede observar analíticamente el aspecto comentado con anterioridad: para el caso en el que el gasto másico de agua es de $0.6 \cdot 10^{-3}$ kg/s, la variación de la temperatura de la disolución entre la entrada y la salida del canal es aproximadamente de 6°C, hecho que a continuación se demostrará que tiene un impacto negativo en la eficiencia de la absorción, mientras que en el caso en el que el gasto másico de agua es de $1.6 \cdot 10^{-3}$ kg/s, la variación de la temperatura de la disolución es de poco más de un grado centígrado, ya que al disiparse el calor a través

del agua de mejor manera, la disolución no aumenta de forma tan importante su temperatura. Cabe comentar que para todos estos ensayos, la temperatura del agua de refrigeración se ha mantenido constante e igual a 23°C.

Para estos mismos casos, se representa la evolución del coeficiente de absorción a lo largo de los microcanales:

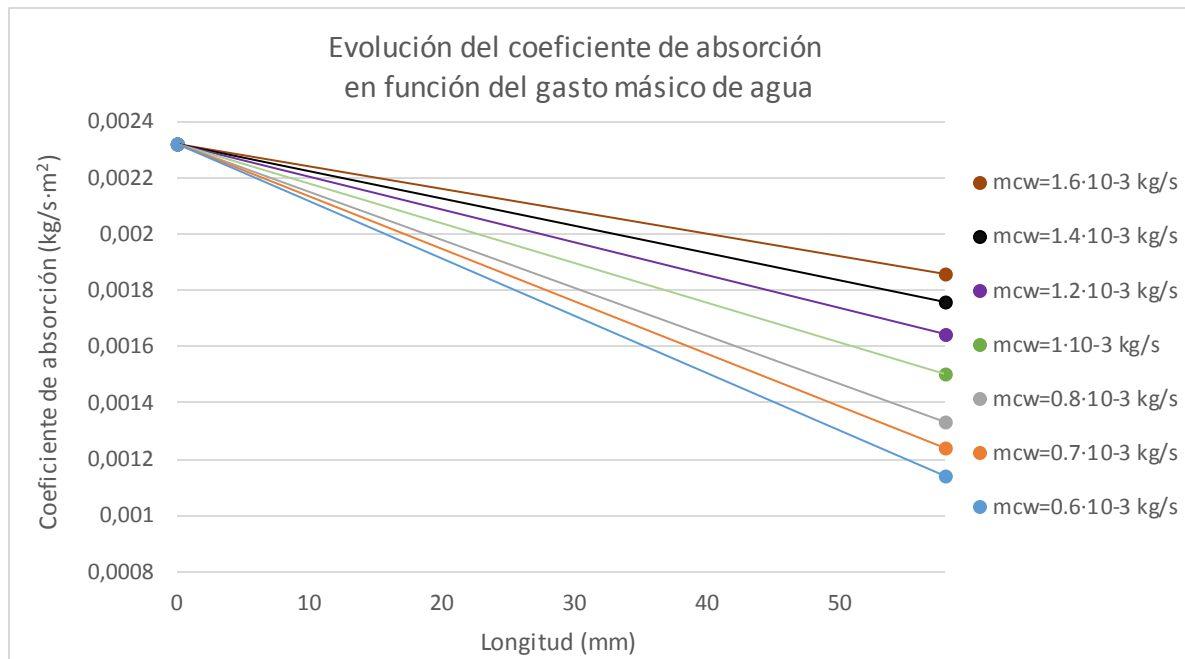


Figura 3.9: Evolución del coeficiente de absorción en función del gasto máscico de agua.

En todos los casos, dado que la temperatura de entrada de la disolución y la diferencia de presiones es la misma, el coeficiente de absorción en el instante inicial también lo es. Sin embargo, a la que se avanza en el canal, se aprecia que en los ensayos en los que se empleó un mayor gasto máscico de agua se consigue un mejor coeficiente de absorción, debido a la buena disipación del calor generado por este proceso, mientras que en los que el gasto de agua era menor, el coeficiente de absorción empeora significativamente debido al sobrecalentamiento de la disolución. Específicamente, en el caso de emplear $0.6 \cdot 10^{-3}$ kg/s de agua de refrigeración, el coeficiente de absorción se reduce prácticamente a la mitad a lo largo de los 58 mm del canal, mientras que si circulan $1.6 \cdot 10^{-3}$ kg/s, la reducción es solamente de un 20% respecto a su valor a la entrada.

En esta gráfica se vuelve a apreciar el hecho de que al principio del canal el coeficiente de absorción es mayor que al final de éste, debido a la mayor diferencia de presiones disponible, como ya se explicó con anterioridad.

Para terminar con el análisis de los efectos que tiene la modificación de parámetros relativos al agua de refrigeración, se representa a continuación cómo evoluciona la temperatura del propio agua en función del gasto másico que circule:

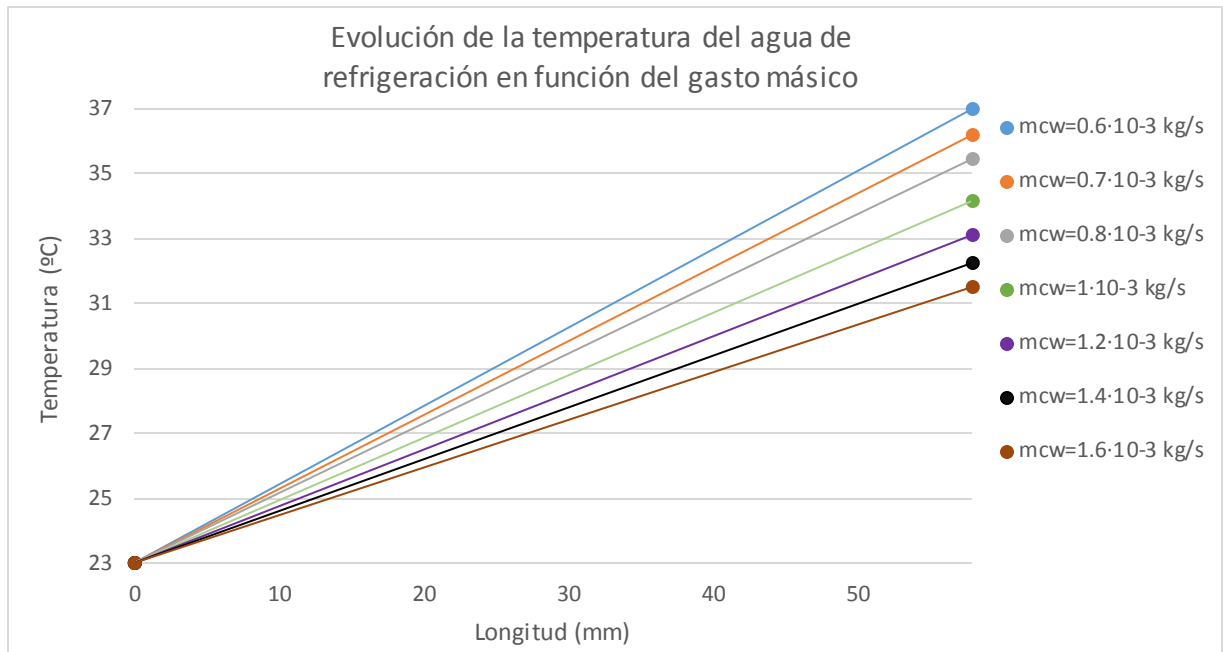


Figura 3.10: Evolución de la temperatura del agua de refrigeración en función del gasto másico.

Aquí se puede comprobar que en todos los casos el agua entra al absorbedor a una temperatura de 23°C; sin embargo, debido a los diferentes caudales empleados, las temperaturas de salida son muy diversas. En el caso de que circulen $0.6 \cdot 10^{-3}$ kg/s de agua, la temperatura de salida es de 37°C (sufre un aumento de 14°C), mientras que si se emplean $1.6 \cdot 10^{-3}$ kg/s, el aumento de la temperatura del agua es aproximadamente 8°C, dado que ésta sale aproximadamente a 31°C.

Es lógico que si se utiliza un mayor gasto de agua, el gradiente de temperaturas sea menor, ya que, suponiendo que el agua es un líquido incompresible con calor específico constante, se cumple la ecuación que indica que $q_{cw} = \dot{m}_{cw} \cdot c_{p_{cw}} \cdot \Delta T_{cw}$, la cual se muestra al principio del capítulo. De acuerdo a ella, si el calor que recibe el agua se mantiene prácticamente invariable, un aumento del gasto másico resultará en una menor variación de temperaturas entre la entrada y la salida del absorbedor, hecho que se observa en la figura anterior.

3.4.3 – Efectos de la variación de la temperatura de entrada de la disolución.

Como ya se ha podido observar, la temperatura de la disolución tiene un gran efecto en el buen funcionamiento del absorbedor. Por tanto, los siguientes ensayos consistieron en variar únicamente este parámetro, manteniendo el resto de condiciones de funcionamiento constantes.

En la siguiente gráfica se puede apreciar el impacto directo que tiene la variación de la temperatura de entrada de la disolución en la variación de la concentración de la disolución a lo largo del microcanal, es decir en la eficiencia en la absorción del vapor del refrigerante:

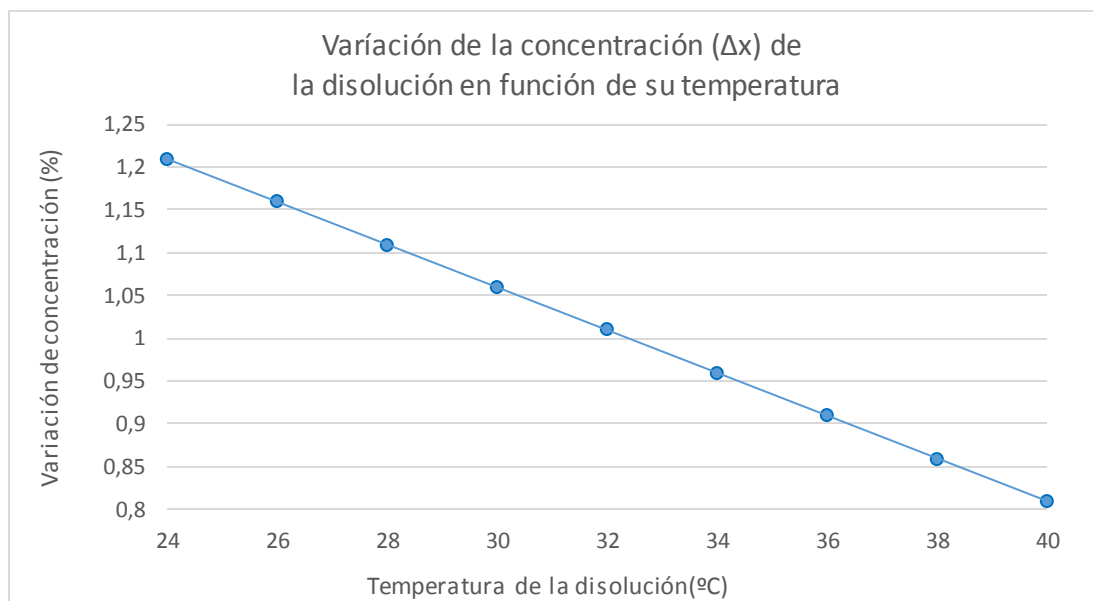


Figura 3.11: Variación de la concentración de la disolución en función de su temperatura.

Como era de esperar, la variación que sufre la concentración de la disolución acuosa a lo largo de los canales es menor cuanto mayor sea la temperatura de entrada de ésta, confirmandose las conclusiones que han sido sacadas de los anteriores ensayos.

En particular, si la temperatura de entrada es de 24°C, la disolución varía su concentración en un 1.2%, mientras que si la temperatura es 16°C superior, es decir, 40°C, la concentración solo varía en un 0.8%. Por tanto, por cada grado que se aumente la temperatura de la disolución, la absorción de vapor empeora de tal forma que la variación de la concentración de la disolución disminuye un 0.025%. Aunque pueda parecer un dato insignificante, debido a la poca variación de concentración que experimenta la disolución, tal y como se ha observado en los numerosos ensayos, es

muy importante tener en cuenta este parámetro con el objetivo de optimizar el proceso de absorción y conseguir un funcionamiento eficiente del absorbedor.

Lógicamente, que la variación de la concentración sea menor al aumentar la temperatura de la disolución, viene motivado por el efecto que tiene este parámetro sobre el coeficiente de absorción, el cual también fue analizado y representado gráficamente. Es interesante observar este gráfico conjuntamente con el que representa la evolución de la propia temperatura de la disolución a lo largo de los canales, ya que ambos parámetros están estrechamente relacionados. Por tanto, se muestran a continuación la evolución de ambos parámetros:

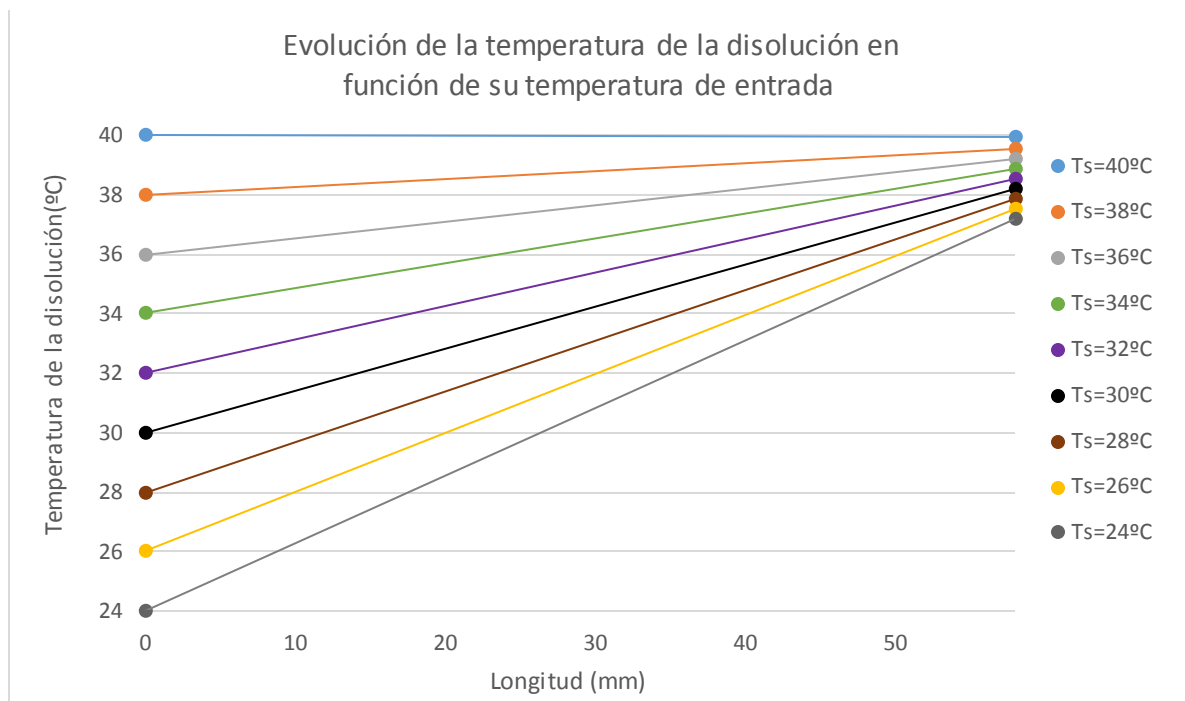


Figura 3.12: Evolución de la temperatura de la disolución en función de su temperatura de entrada.

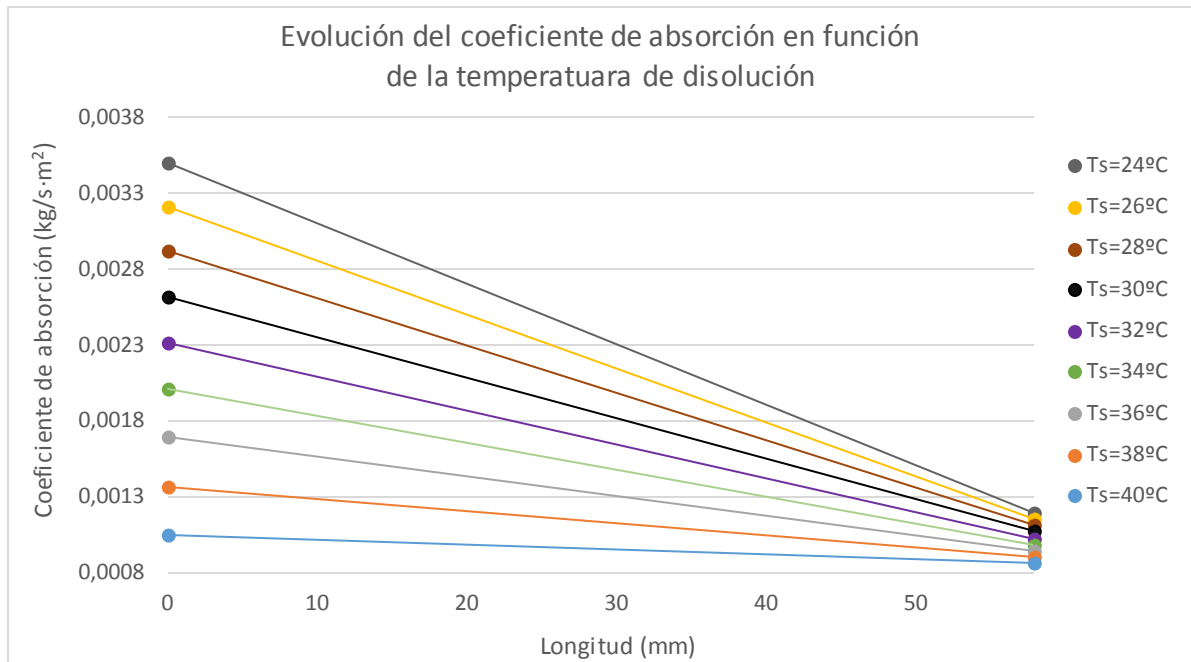


Figura 3.13: Evolución del coeficiente de absorción en función de la temperatura de la disolución.

Analizando las gráficas, se observa claramente como la evolución de la temperatura de la disolución tiene un impacto directo en la evolución del coeficiente de absorción, aunque también éste depende en gran medida de la diferencia de presiones existentes entre el vapor y la disolución.

Al principio del canal, cuando existe un gran rango de temperaturas de la disolución, se puede apreciar que existen diferencias muy significativas en el coeficiente de absorción: si la temperatura de entrada es de 40°C, el coeficiente de absorción no supera los 0.0011 kg/s·m², mientras que si la disolución entra a 24°C, su valor prácticamente se triplica (0.0035 kg/s·m²), por lo que el absorbedor funcionará de una forma mucho más eficiente y beneficiosa para los fines que se persiguen.

Sin embargo, al final de los canales del absorbedor, el coeficiente de absorción es muy similar para todos los casos ensayados, a pesar de las grandes diferencias que existían en la región de entradas. Observando la gráfica que representa la evolución de las temperaturas de la disolución (Figura 3.12) es posible dar explicación a este hecho. Dado que todos los demás parámetros de funcionamiento se han mantenido constantes en estos ensayos, específicamente el gasto y temperatura de agua de refrigeración, el motivo de éste fenómeno reside en la disipación del calor generado durante el proceso de absorción.

En el caso de que la temperatura de la disolución sea elevada (40°C), la absorción de vapor es muy pobre y prácticamente no se genera calor, por lo que su temperatura permanece prácticamente invariable. Este hecho se traslada al coeficiente de absorción, el cual solo se ve afectado por la disminución de la diferencia de presiones experimentada a lo largo del canal y no tanto por el aumento de la temperatura de la disolución. Sin embargo, en el caso en el que la disolución entre a 24°C , el coeficiente de absorción es elevado, y por tanto también lo es la absorción del vapor de refrigerante, por lo que en este caso sí se genera una gran cantidad de calor, que al no ser disipado eficientemente por el agua de refrigeración, se traduce en un gran aumento de la temperatura de la disolución a lo largo del canal con la consiguiente disminución del coeficiente de absorción. Es por este hecho por lo que en todos los casos al final del canal tanto la temperatura de la disolución como el coeficiente de absorción son muy similares, ya que a menor temperatura de entrada, mayor calor se generará debido a una mayor cantidad de vapor absorbido y mayor será el gradiente de temperaturas experimentado, traducido consecuentemente en un mayor gradiente del coeficiente de absorción, de evolución negativa en este caso.

Por tanto, teniendo en cuenta los resultados que ha proporcionado el ensayo de este parámetro, lo más favorable para el buen funcionamiento del absorbedor es intentar que la temperatura de la disolución sea lo más baja posible. Sin embargo, es aquí donde entra el problema de la cristalización descrito en el capítulo introductorio, ya que cuanto menor sea la temperatura de la disolución, menor es el límite de solubilidad para una concentración dada y existe el riesgo de que la disolución solidifique, derivando en daños irreparables en los equipos del sistema. Debido a ello, se hace difícil encontrar el equilibrio que permita mantener una temperatura de la disolución adecuada sin exponerse al riesgo de la cristalización.

3.4.4 – Efectos de la variación del gasto másico de la disolución.

La influencia del gasto másico de disolución que circula por los microcanales es el siguiente parámetro que fue estudiado. En primer lugar, como en los otros parámetros analizados anteriormente, se representó gráficamente cómo afecta a la variación de la concentración de la disolución. Se plantearon tres escenarios de ensayo diferentes: en el primero se emplearon $1 \cdot 10^{-3}$ kg/s de disolución, en el segundo el doble ($2 \cdot 10^{-3}$ kg/s) y en el tercero la mitad ($0.5 \cdot 10^{-3}$ kg/s). Para cada uno de estos casos se dieron también diferentes valores a la temperatura de entrada de la disolución, obteniéndose los siguientes resultados:

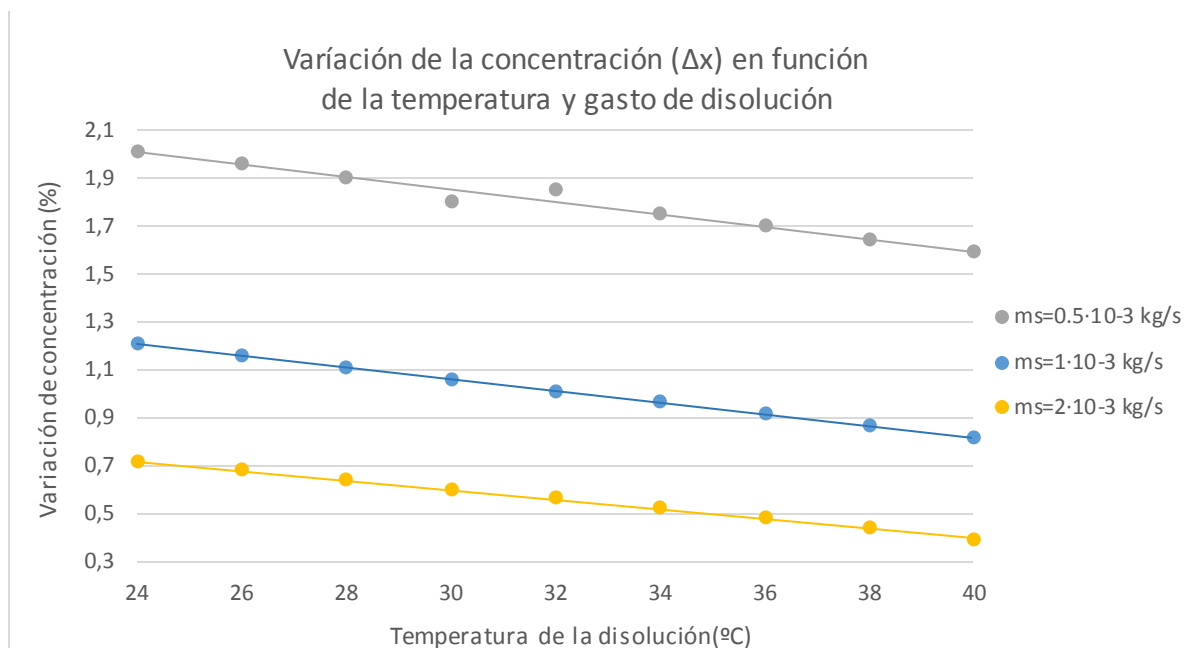


Figura 3.14: Variación de la concentración de la disolución en función del gasto másico y temperatura de ésta.

En esta gráfica puede parecer que es preferible utilizar un gasto de disolución lo menor posible debido a que se produce un mayor aumento de la concentración de ésta. Sin embargo, en este caso no significa que la masa de vapor absorbido haya sido mayor, ya que una misma cantidad de vapor absorbida, causará un aumento mucho mayor de la concentración en el caso de que el gasto másico de la disolución sea menor, y prácticamente no tendrá efecto en la variación de la concentración si el caudal de disolución que circula es muy elevado.

Por tanto, en este caso es necesario estudiar el impacto que tiene la variación del gasto másico de disolución sobre la masa de vapor absorbida y sobre el coeficiente de absorción. Ambos parámetros se representan conjuntamente debido a la estrecha

relación que existe entre ellos. Cabe destacar que para todos los casos representados a continuación, la temperatura de entrada de la disolución se ha fijado en 24°C, ya que es el valor que mejor resultados proporciona de todos los que se han estudiado en este trabajo.

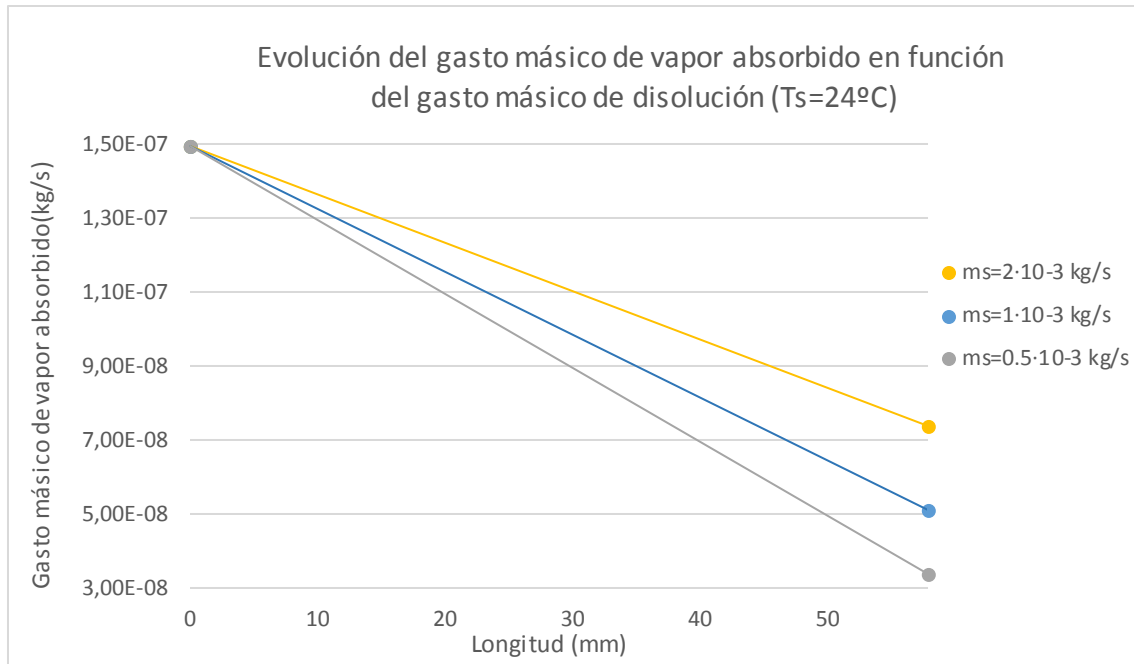


Figura 3.15: Evolución del gasto másico de vapor absorbido en función del gasto de disolución.

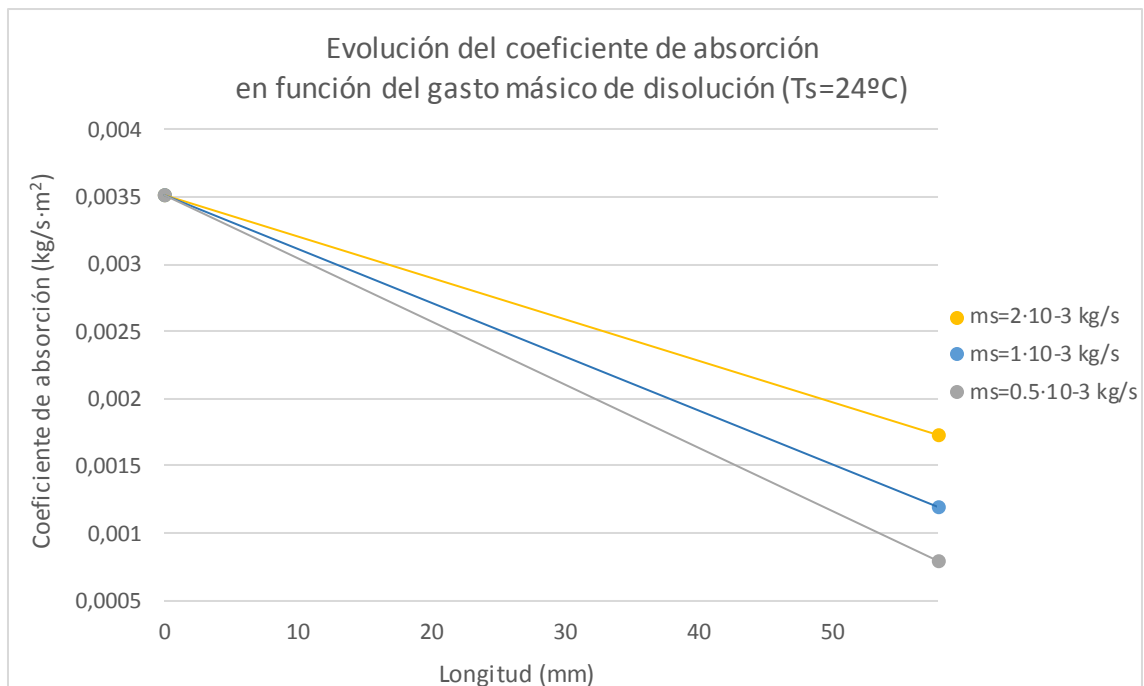


Figura 3.16 Evolución del coeficiente de absorción en función del gasto másico de disolución.

No hay más que mirar las gráficas representadas para darse cuenta de que efectivamente ambos parámetros están muy relacionados; específicamente, la masa de vapor absorbido es función del coeficiente de absorción. En este caso, se puede apreciar claramente que en realidad, el ensayo en el que se utiliza el mayor gasto másico de disolución es el que proporciona mejores resultados, ya que aumentar éste parámetro aumenta la capacidad de absorber el vapor del refrigerante.

También hay que tener en cuenta el hecho de que para una masa de disolución mayor se necesita una mayor cantidad de calor para aumentar su temperatura. Por tanto, es posible predecir que en el ensayo en el cual se emplean $2 \cdot 10^{-3}$ kg/s, la temperatura de la disolución aumentará en menor medida que en los otros dos escenarios de funcionamiento, a pesar de que ésta absorbe una mayor masa de vapor. Este hecho es confirmado tras representar los resultados obtenidos:

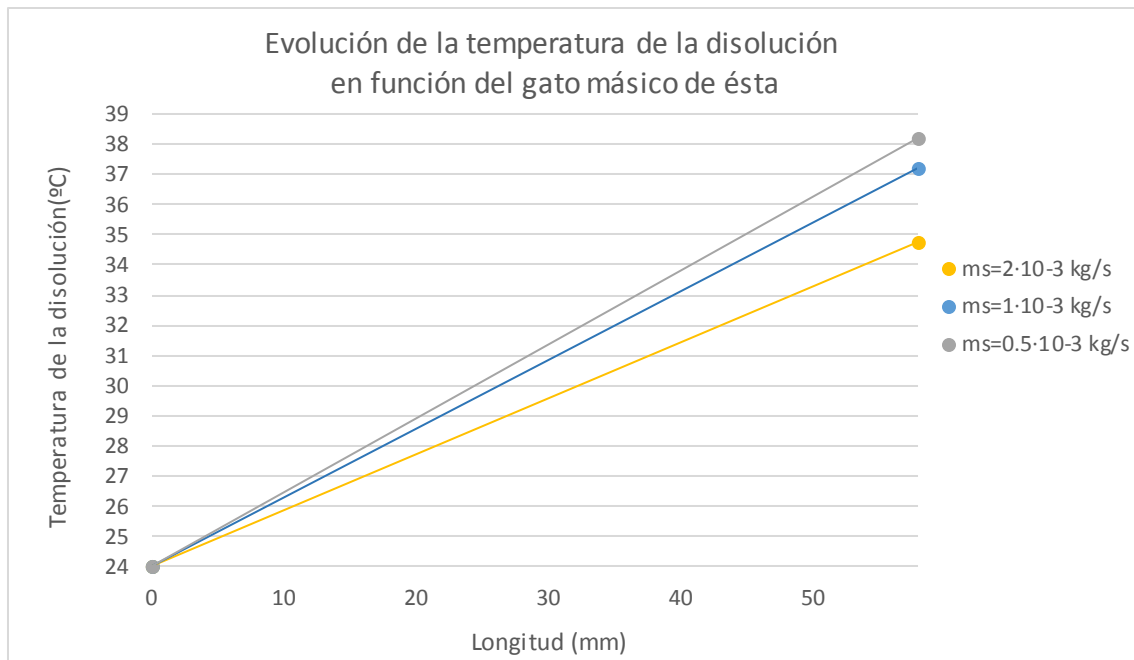


Figura 3.17: Evolución de la temperatura de la disolución en función del gasto másico de ésta.

Efectivamente, la temperatura de salida de la disolución en el caso de que circulen $2 \cdot 10^{-3}$ kg/s es entre 3 y 4 grados centígrados inferior que si circulan $0.5 \cdot 10^{-3}$ kg/s de ésta, debido al motivo comentado anteriormente. Como ya se vio en apartados anteriores, cuanto menor es la temperatura de la disolución, más eficientemente se produce la absorción de vapor, por lo que es un punto extra a favor de usar la mayor cantidad de gasto másico de disolución posible, siempre teniendo cuidado de que se mantengan los números adimensionales (Reynolds, Prandtl...) entre los límites recomendados para el buen funcionamiento del absorbedor.

3.4.5 – Efectos de la variación de la presión del vapor.

El siguiente parámetro analizado fue la presión del vapor del refrigerante. De nuevo, se plantearon tres escenarios de funcionamiento. En el primero, la presión del vapor se estableció en 1 kPa, correspondiente a una temperatura del vapor de 7°C; en el segundo, dicha presión se aumentó hasta los 1.228 kPa ($T_v = 10^\circ\text{C}$), mientras que en el tercero, el vapor se introdujo a una temperatura de 15°C, por lo que su presión en este último ensayo fue de 1.706 kPa.

A continuación se muestra la influencia que tiene este parámetro en la variación de la concentración de la disolución a lo largo de los microcanales, para un amplio rango de temperaturas de entrada de ésta y teniendo en cuenta que el gasto másico de este fluido se fija en $1 \cdot 10^{-3}$ kg/s:

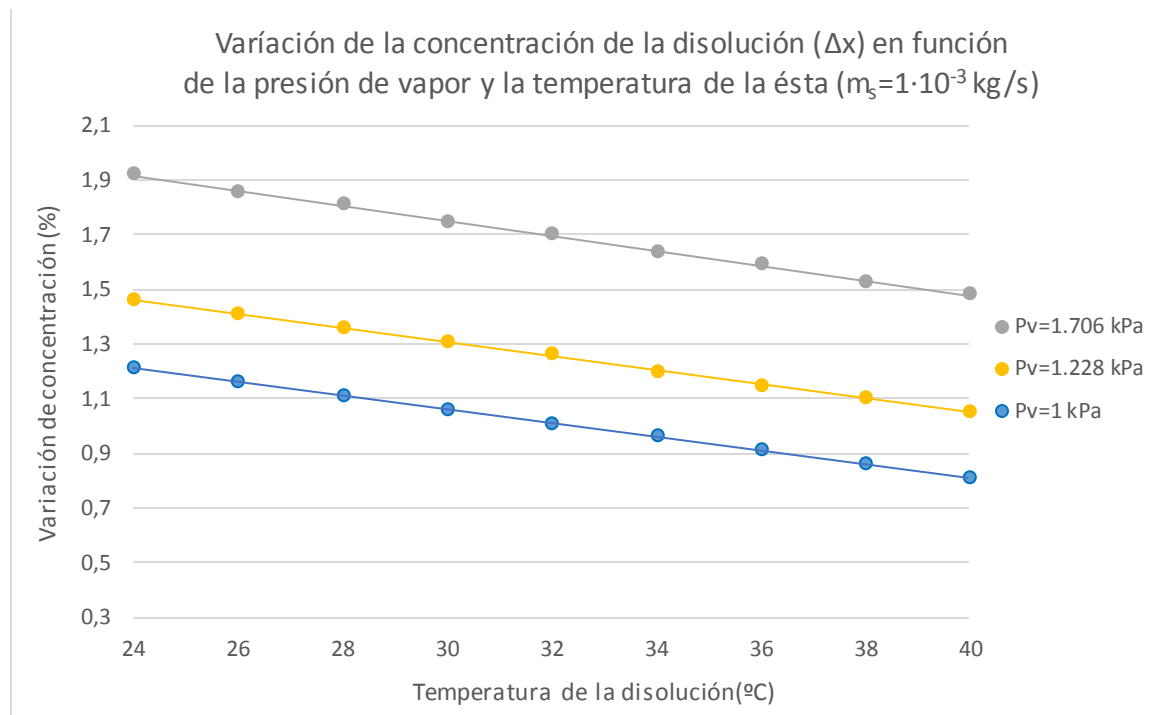


Figura 3.18: Variación de la concentración de la disolución en función de la presión del vapor para diferentes temperaturas de ésta.

Como ya se ha comentado anteriormente, la diferencia de presiones a lo largo de la membrana es el motor principal de la transferencia de masa: si la presión parcial del vapor dentro de la disolución es menor que la presión del vapor del refrigerante, éste es absorbido en la interfase entre el vapor y la disolución. Por tanto, cuanto mayor sea la presión del vapor, mayor será la diferencia de presiones disponible y mayor será la fuerza inductora del proceso de absorción. Debido a ello, como se observa en la imagen anterior, cuanto más se aumente este parámetro mayor será el porcentaje de

variación de la concentración de la disolución, siempre que se mantengan el resto de parámetros constantes. También es posible apreciar en la gráfica, tal y como ya se ha demostrado en este trabajo, que según se va aumentando la temperatura de la disolución el potencial de absorción se reduce.

Para confirmar los efectos beneficiosos del aumento de la presión del vapor sobre el funcionamiento del absorbedor, también han sido representadas las evoluciones del coeficiente de absorción y de la masa de vapor absorbida a lo largo de éste para los tres casos ensayados, teniendo en cuenta que se ha fijado la temperatura de entrada de la disolución en 24°C:

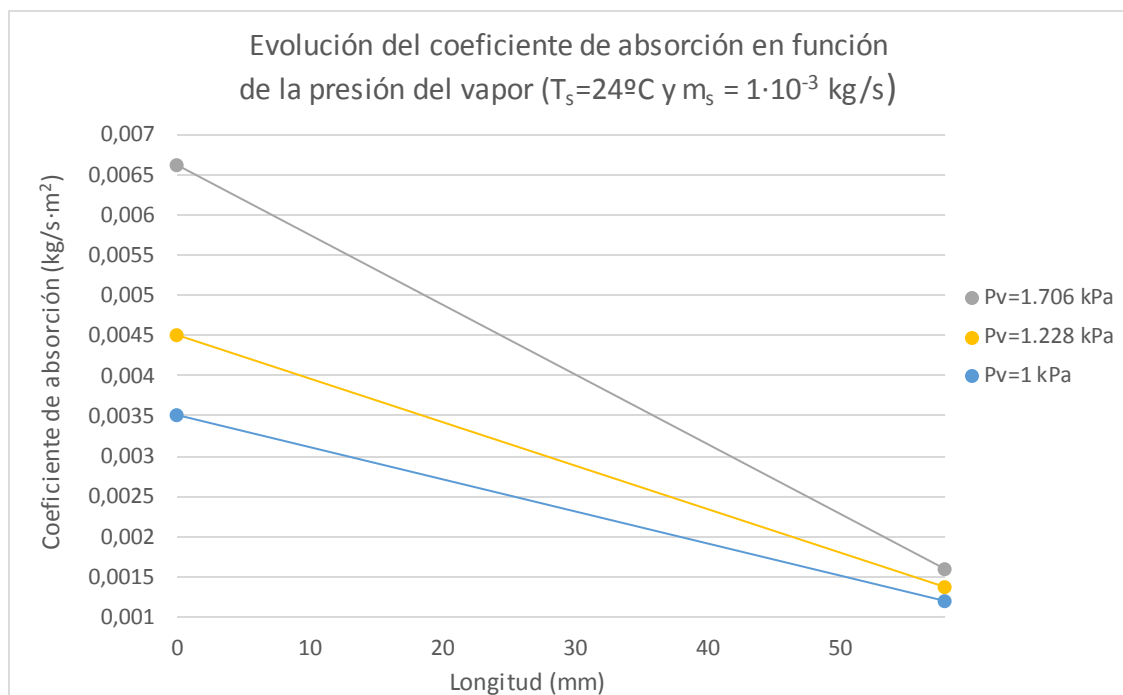


Figura 3.19: Evolución del coeficiente de absorción en función de la presión del vapor.

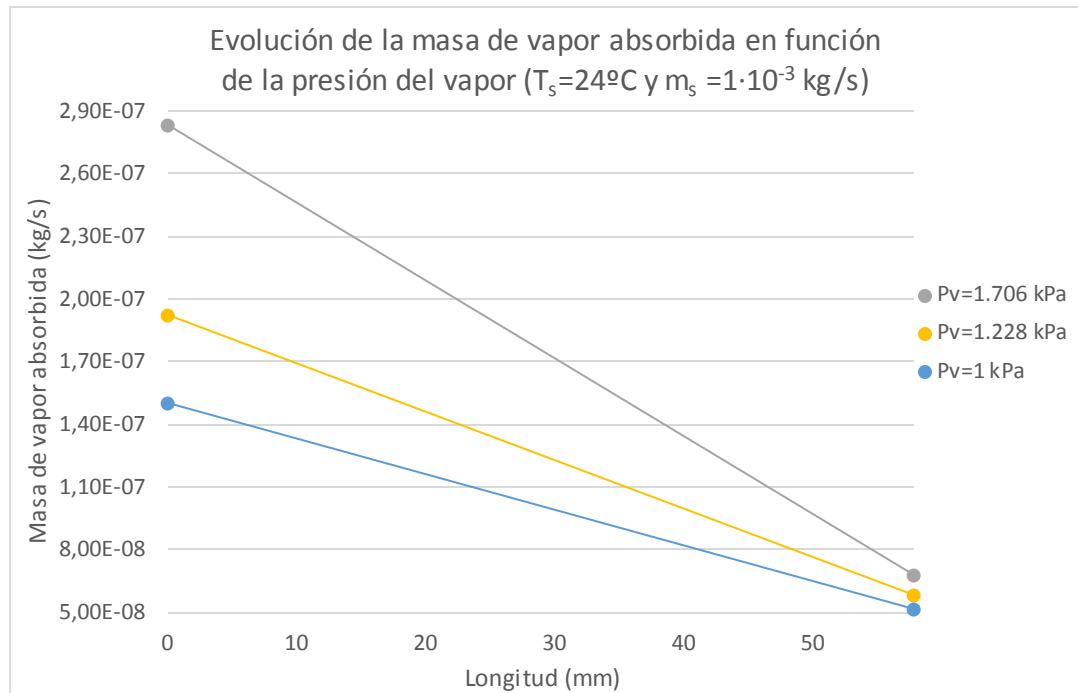


Figura 3.20: Evolución de la masa de vapor absorbida en función de la presión del vapor.

Una vez más, estas dos gráficas son muy similares, debido a la ya comentada relación que existe entre ambos parámetros. Como era de esperar, tanto el coeficiente de absorción como, consecuentemente, la masa de vapor absorbida son mayores en el caso en el que el vapor se encuentra a mayor presión, confirmando las conclusiones extraídas de la primera gráfica mostrada en este apartado.

En particular, a la entrada del absorbedor, tanto el coeficiente de absorción como la masa de vapor absorbida resultan ser prácticamente el doble en el caso en el que la presión del vapor es de 1.706 kPa ($T_v=15^\circ\text{C}$), en comparación con el ensayo en el que el vapor se encuentra únicamente a 1 kPa ($T_v=7^\circ\text{C}$). Sin embargo al final del microcanal, ambos parámetros son muy parecidos para los tres casos. Esto es debido a que la diferencia de presiones se reduce de manera más pronunciada en el caso en el que la absorción del vapor es mayor.

Además, debido a este fenómeno, el calor generado también es superior en este caso, y dado que todos los demás parámetros relativos al absorbedor se mantienen constantes, la temperatura de la disolución aumenta más rápidamente. Como ya se ha demostrado ampliamente, este hecho también hace que se reduzca de forma más pronunciada el coeficiente de absorción, empeorando la absorción de vapor. Esto se puede apreciar en la siguiente figura, en la cual se representa la evolución de la temperatura de la disolución a lo largo de los canales del absorbedor para los tres casos estudiados, suponiendo que entra a 24°C:

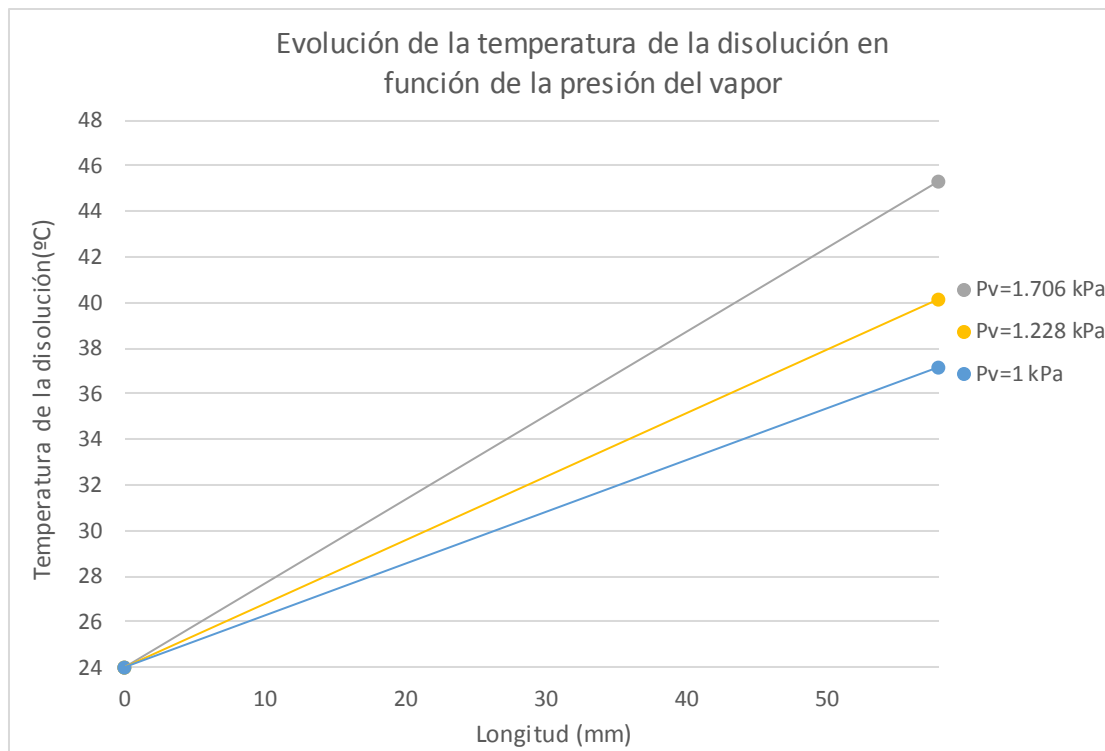


Figura 3.21: Evolución de la temperatura de la disolución en función de la presión del vapor.

Era de esperar, debido al motivo comentado en el párrafo anterior, que existiera un sobrecalentamiento de la disolución muy superior en el caso en el que la presión de vapor es de 1.706 kPa. En particular, en este caso la disolución abandona el absorbedor casi 9°C por encima de la temperatura a la que lo hace en el ensayo en el que el vapor se encuentra a una presión de 1 kPa. Para evitar que esto ocurra, si se aumenta la presión del vapor, dado que se absorbe una mayor masa de vapor y por tanto el calor desprendido aumenta, será necesario mejorar el sistema de disipación de calor, ya sea aumentando el gasto másico de agua de refrigeración o disminuyendo su temperatura. De esta forma, se verá favorecida la absorción del vapor y mejorará la eficiencia del absorbedor.

3.4.6 – Efectos de la variación de la concentración de la disolución a la entrada del absorbedor.

Otro de los posibles interrogantes que pueden surgir a la hora de trabajar con microabsorbedores de membrana es cuál debe ser la concentración de la disolución a la entrada de éste. En las simulaciones realizadas mediante *EES* también han sido analizados diferentes escenarios modificando únicamente este parámetro y manteniendo constantes todos los demás, con el fin de estudiar el impacto que tiene sobre la eficiencia del absorbedor. En particular se han realizado tres ensayos: en los dos primeros se ha probado con una disolución más concentrada, específicamente del 63%, y otra algo más diluida, con una concentración del 57%, mientras que para el tercer ensayo se estableció la concentración de la disolución acuosa de bromuro de litio entre medias de las dos anteriores, es decir en un 60%, que fue la cual se empleó en todos los ensayos que han sido analizados hasta este punto.

En primer lugar se representó cómo varía la concentración de la disolución a lo largo del absorbedor en función de cual sea su valor a la entrada. Esta evolución se ensayó para un amplio rango de temperaturas de la disolución, como puede ser comprobado en la siguiente figura:

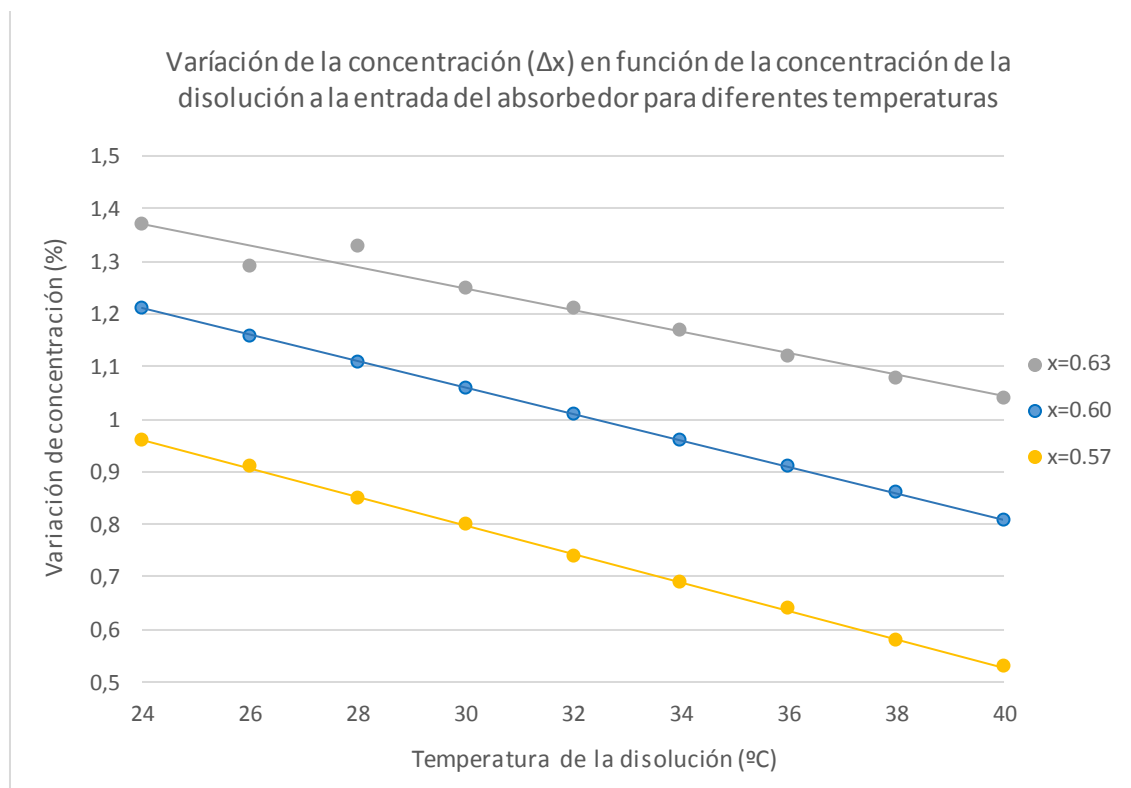


Figura 3.22: Variación de la concentración de la disolución en función de su valor a la entrada del absorbedor para diferentes temperaturas.

Como se puede observar, la variación de la concentración es superior en el caso en el que se introduce la disolución del 63%, es decir, la más concentrada de las tres. Esto es debido a que el bromuro de litio tiene una gran afinidad por el agua, por lo que si introducimos una disolución con mayor porcentaje de esta sal, es lógico que se absorba una mayor cantidad de vapor.

Para verificar esta afirmación, las evoluciones del coeficiente de absorción y de la masa de vapor absorbida a lo largo del absorbedor han sido representadas gráficamente para los tres ensayos, tal y como se hizo con los parámetros anteriormente estudiados. En este caso, se fijó la temperatura de la disolución en 24°C, el gasto másico de ésta en $1 \cdot 10^{-3}$ kg/s y la presión de vapor en 1kPa.

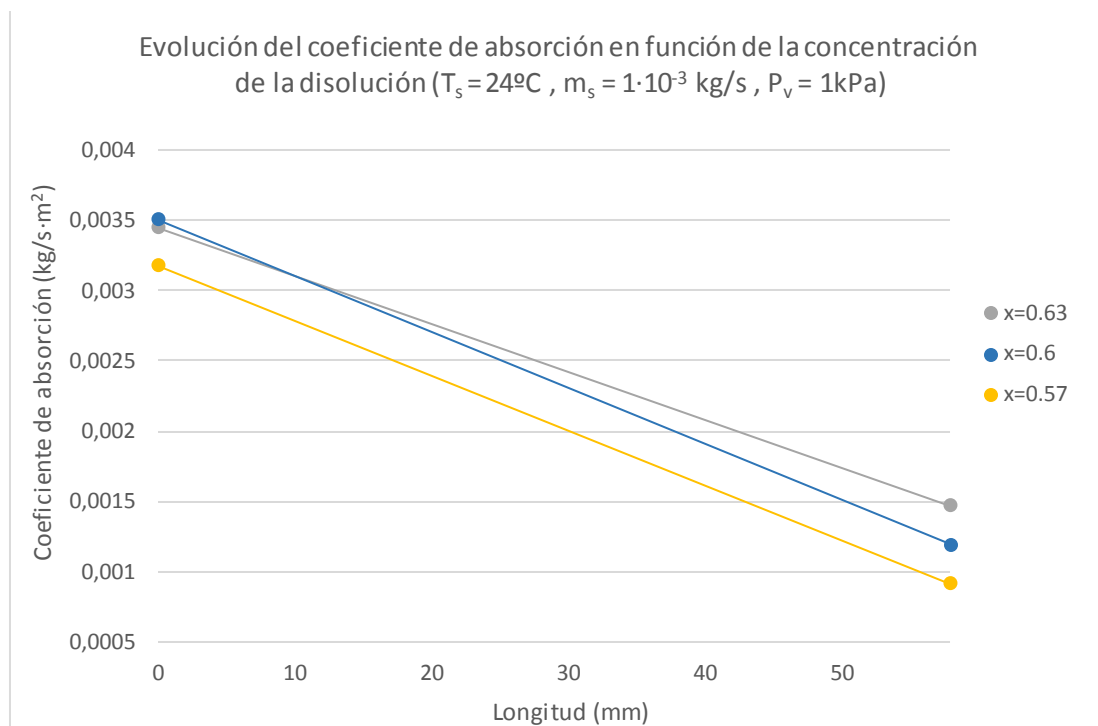


Figura 3.23: Evolución del coeficiente de absorción en función de la concentración de la disolución.

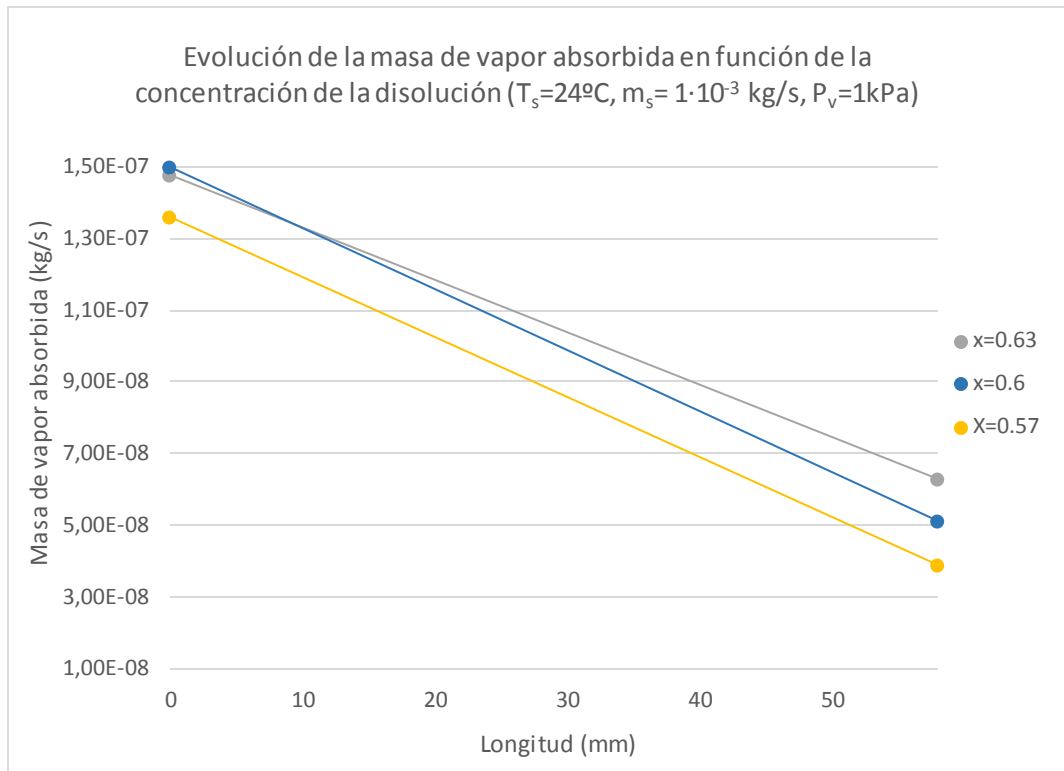


Figura 3.24: Evolución de la masa de vapor absorbida en función de la concentración de la disolución.

Una vez más las dos gráficas son prácticamente un calco, y efectivamente en ambas se puede apreciar el hecho de que la introducción de una disolución con una mayor concentración proporciona mejores resultados. Sin embargo, de nuevo entra en juego el problema de la cristalización, ya que si se aumenta demasiado la concentración, el riesgo de que se produzca este fenómeno aumenta enormemente. Para contrarrestarlo, habría que aumentar la temperatura a la que se introduce la disolución, y como se puede ser comprobado en la figura 3.22, esto tiene efectos contrarios a los deseados para conseguir un funcionamiento eficiente del absorbedor.

Cabe comentar que la disolución no cristaliza en ninguno de los ensayos simulados en este trabajo, ya que para los casos que presentan una mayor probabilidad de que se de este fenómeno, se ha comprobado mediante el diagrama de Dhüring (figura 1.3) que en ningún momento se sobrepasa el límite de solubilidad.

El siguiente parámetro analizado fue la evolución de la temperatura de la disolución a lo largo de los microcanales en función de su concentración a la entrada, obteniéndose los resultados mostrados en la siguiente imagen:

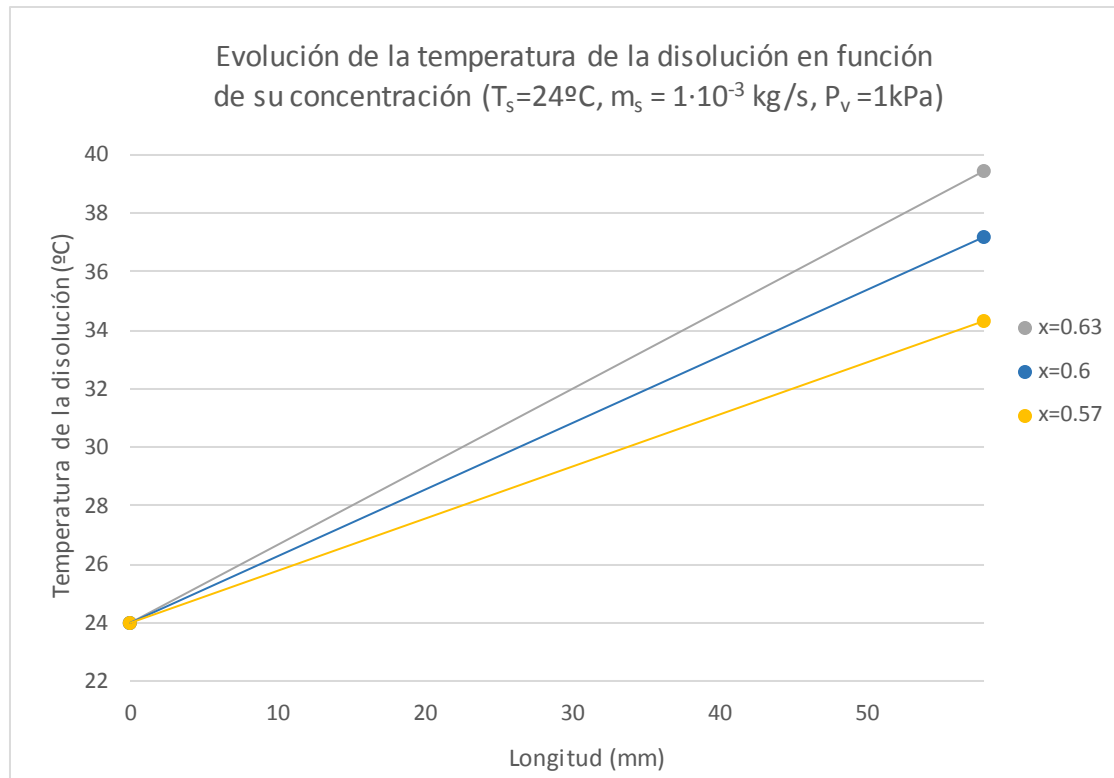


Figura 3.25: Evolución de la temperatura de la disolución en función de su concentración.

Dado que en los tres casos los parámetros relativos al agua de refrigeración se han mantenido constantes, es lógico pensar que la disolución con una mayor concentración sufrirá un mayor salto de temperatura, ya que al absorber una mayor cantidad de vapor, el calor que esto genera también es superior y al no ser disipado por el agua de refrigeración eficientemente es absorbido por la disolución, la cual aumenta su temperatura.

Sin embargo, en este caso las diferencias de temperatura a la salida del absorbedor no son tan significativas como en los ensayos de otros parámetros, ya que, a pesar de recibir más calor, la disolución con una mayor concentración también tiene mayor calor específico (debido a una mayor concentración en masa de bromuro de litio) y necesita más energía para aumentar su temperatura que las disoluciones con una menor concentración.

A la vista de los resultados obtenidos a lo largo de este apartado, se recomienda empezar los ensayos utilizando el mayor gasto másico de agua de refrigeración o introducir ésta a la menor temperatura posible, ya que al mejorar el sistema de disipación del calor generado por el proceso de absorción, éste se ve mejorado y la disolución consigue absorber una mayor masa de vapor, lo que permitirá a los medidores de tipo coriolis realizar mediciones más precisas y fiables. Por este mismo motivo, sería también adecuado introducir la disolución con la mayor concentración y a la menor temperatura posible, siempre comprobando mediante el diagrama de Dühring que no hay riesgo de cristalización. Otra técnica que hace que se consiga absorber una mayor masa de vapor del refrigerante es aumentar el gasto másico de disolución, según se puede observar en los resultados presentados en este capítulo. Por último, y también para intentar mejorar la medición realizada por los coriolis, se recomienda que la presión de vapor sea lo mayor posible, ya que la diferencia de presiones a ambos lados de la membrana es el motor principal de la transferencia de masa, y por tanto se conseguirá absorber una mayor cantidad de vapor de agua de esta forma.

Capítulo 4: Análisis del ciclo de refrigeración con el absorbedor de la instalación integrado

En este capítulo se pretende analizar el funcionamiento del ciclo de refrigeración por absorción al completo si se utilizara el absorbedor que está siendo estudiado en este trabajo, es decir, el que se encuentra en la instalación experimental de la Universidad Carlos III de Madrid.

En particular, se persigue obtener y comparar los valores del COP (coefficient of performance) del ciclo, y del r_{qv} bajo las diferentes condiciones de funcionamiento ensayadas en el capítulo anterior. El primero de estos dos parámetros se define como la relación entre el calor del evaporador (o potencia frigorífica) y el calor que hay que suministrar en el generador mediante una fuente de energía externa al ciclo, mientras que el r_{qv} representa el ratio entre la potencia frigorífica (o calor del evaporador) y el volumen del absorbedor. Es decir, el COP nos permite estimar el rendimiento que tendría el ciclo trabajando bajo unas condiciones determinadas, mientras el r_{qv} nos permite hacernos una idea de la potencia que tendría el equipo frigorífico por unidad de volumen del absorbedor, que dado que se trabaja en todos los casos con el que hay disponible en la Universidad, mantiene su valor constante. A continuación se muestran las ecuaciones que definen ambas variables:

$$COP = \frac{Q_{ref}}{Q_G} = \frac{Q_E}{Q_G}$$
$$r_{qv} = \frac{Q_{ref}}{V_{abs}} = \frac{Q_E}{V_{abs}}$$

Como ya se comentó en el capítulo anterior, los absorbedores de membrana tienen la peculiaridad de que la disolución puede aumentar su temperatura tras atravesarlos, al contrario de lo que ocurre en los absorbedores convencionales. Este hecho también tiene efectos sobre el resto de elementos del ciclo de refrigeración, ya que si se utilizara el recuperador de calor en este caso del mismo modo que se hace al usar otro tipo de absorbedor, se estaría introduciendo el flujo de disolución a mayor temperatura (el que sale del absorbedor en este caso) por el lado frío y el flujo a menor temperatura (con dirección entrante al absorbedor), lo estaría haciendo por el lado caliente. Por tanto, dado que con el recuperador se pretende transmitir energía térmica hacia el lado que abandona el absorbedor con el fin de reducir el calor que se requerirá posteriormente en el generador para la evaporación del vapor del refrigerante, este proceso resulta físicamente imposible en nuestro caso.

Para solventar este problema, se ha colocado un subenfriador entre la salida del recuperador de calor y la válvula de expansión, en el conducto que se dirige hacia el

microabsorbedor. De esta forma, mediante agua de refrigeración que puede provenir de la misma torre que la que se emplea para suministrar el agua al condensador y al propio absorbedor, se disipa parte del calor que contiene la disolución entrante al absorbedor con el fin de crear un punto ficticio (denominado en el gráfico "P") justo a la salida del lado caliente del recuperador, cuya temperatura sea superior a la de entrada al mismo por el lado frío, de forma que el recuperador de calor funcione de la forma deseada. Por tanto, el ciclo que habría que estudiar en este caso sería como el que se muestra en el siguiente diagrama:

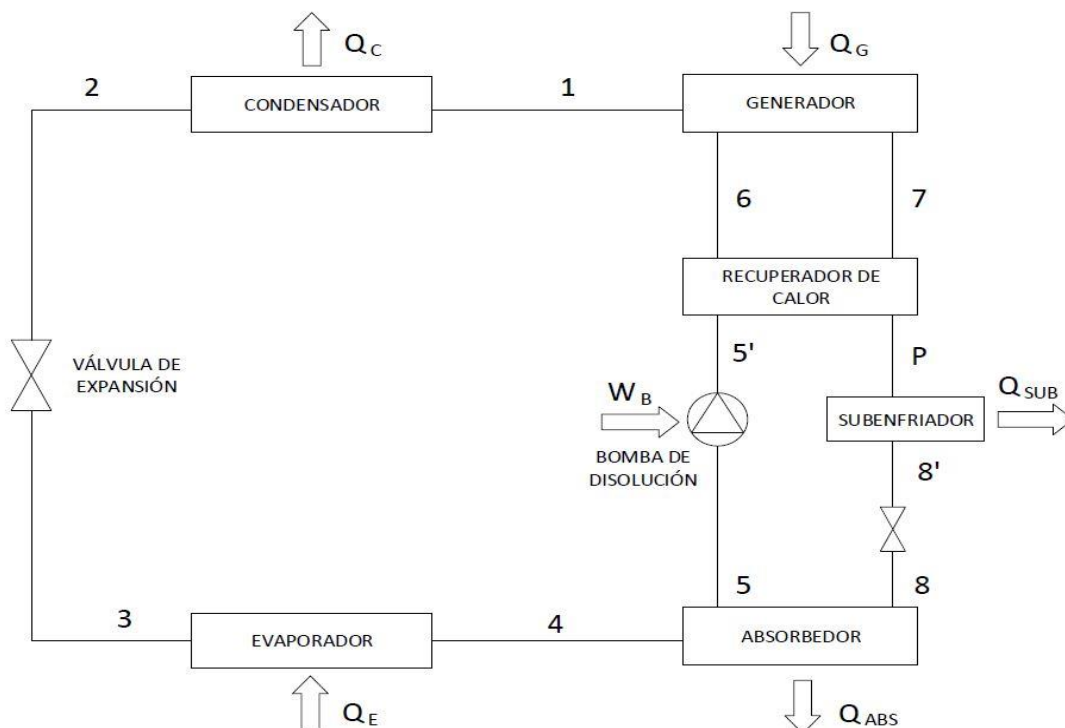


Figura 4.1: Ciclo de refrigeración por absorción con subenfriador.

Para resolver este ciclo con una mayor comodidad y rapidez en los cálculos, se hizo uso del software matemático *Mathcad*, en el cual se implementaron los balances de masa y energía pertinentes, entre otros cálculos que se describen a continuación, con el objetivo de obtener los calores correspondientes a cada uno de los componentes del ciclo y así calcular el valor del COP en cada uno de los ensayos. El valor del ratio entre la potencia de refrigeración y el volumen del absorbedor (r_{qv}) se puede obtener directamente del *EES*.

El primer paso en la resolución del ciclo mediante *Mathcad* es definir las condiciones iniciales de cada uno de los ensayos, como puede ser la temperatura y concentración de la disolución a la entrada del absorbedor, los caudales empleados o la presión en el

evaporador (presión de vapor del refrigerante). Además, se introducen otros datos conocidos gracias a las simulaciones realizadas en el *EES*, como la temperatura y concentración de la disolución a la salida del absorbedor o el gasto másico de este fluido en circulación en este mismo punto. Una vez se han introducido estos valores, y mediante el uso de correlaciones empíricas, referenciadas al haber sido desarrolladas en otras hojas de cálculo de *Mathcad*, es posible obtener otras propiedades necesarias a la hora de realizar los cálculos, como la entalpía de la disolución a la entrada y a la salida del microintercambiador. Dado que la presión en el evaporador es conocida, si se supone que a la salida de éste (punto 4 del gráfico) existe vapor saturado, también se puede obtener la temperatura y entalpía del fluido en este punto por medio de correlaciones que permiten obtener las diversas propiedades del agua pura.

Por continuidad, dado que solo hay intercambio de calor y no de masa, se puede asegurar que la concentración de la disolución a la entrada y a la salida del recuperador de calor en sus dos lados, así como del subenfriador, no sufre ninguna variación. En siguiente lugar, se calcula la presión de condensación, o lo que es lo mismo, la presión de saturación del agua a la salida del condensador. Para ello, se hace la suposición de que la temperatura en este punto (2) es igual que la de la disolución a la salida de absorbedor (5), dado que el agua que se utiliza en el condensador está a la misma temperatura que la empleada en la refrigeración del absorbedor. Como al abandonar el condensador el agua se encuentra saturada, es fácil obtener el valor de su entalpía haciendo uso de las correlaciones relativas al agua y ya que la válvula de expansión se puede considerar un dispositivo isentálpico, el valor de este parámetro será el mismo tras atravesarla, es decir, a la entrada del evaporador (3).

Con los datos disponibles llegados a este punto, en particular con los valores de la concentración de la disolución y la presión, ya es posible obtener la temperatura, y consiguientemente la entalpía, de la disolución a la salida del generador (7). Una vez obtenidos estos parámetros, se supone que la temperatura del vapor que abandona el generador (es decir, el que entra al condensador) es idéntica que a la que lo hace la disolución, por lo que también se puede obtener el valor de la entalpía en este punto.

El último punto por calcular es el correspondiente a la entrada del generador (6). Para ello, se hace uso de la eficiencia del recuperador de calor, que se define a continuación de forma algebraica para que resulte más visual para el lector. Una vez obtenido el valor de la temperatura de entrada al generador también se obtiene la entalpía en este punto del mismo modo que en los casos anteriores.

$$\varepsilon = \frac{T_6 - T_5}{T_7 - T_5}$$

El siguiente paso es calcular la masa de refrigerante en circulación, es decir, la que absorbe la disolución en el absorbedor. Este parámetro se obtiene con un simple balance de masa entre la entrada y la salida de este dispositivo. Una vez llegado a este punto ya es posible calcular los calores intercambiados en cada uno de los componentes realizando los correspondientes balances de energía. Por último, se calcula el valor del COP al hacer la relación entre el calor del evaporador y del generador.

Si el lector lo desea, puede comprobar el desarrollo matemático seguido para la resolución del ciclo al final de este documento, en el *Anexo 1*, en el cual se ha incluido la hoja de cálculo de *Mathcad* correspondiente a un ensayo en el que se introdujeron $0.5 \cdot 10^{-3}$ kg/s de disolución con una concentración de 0.6 y una temperatura de 24°C. En este caso se utilizó un gasto másico de agua de refrigeración de $1 \cdot 10^{-3}$ kg/s a 23°C de temperatura y la presión de vapor del refrigerante fue establecida en 1kPa.

Para el resto de ensayos, basta con modificar las variables que aparecen subrayadas en amarillo en la hoja de cálculo e introducir los datos pertinentes en cada caso, obteniéndose el valor del COP de forma automática.

4.1 – Resultados teóricos y conclusiones.

En este apartado se van a exponer y a analizar los resultados obtenidos, a partir de los cuales se pueden sacar algunas conclusiones. Como ya se ha comentado, las condiciones de funcionamiento simuladas son las mismas que en el capítulo anterior, por lo que las variables que se modifican y sus rangos de variación pueden ser consultados nuevamente en la tabla de la página 41 (figura 3.3).

4.1.1 – Efectos de la variación de la temperatura del agua de refrigeración.

Al igual que en el capítulo 3, lo primero que se estudia es el efecto que tiene la modificación de la temperatura del agua de refrigeración en el COP del ciclo y en el r_{qv} si se mantienen los demás parámetros invariables. Si hacemos referencia a las conclusiones obtenidas anteriormente con referencia a esta variable se puede esperar que ambos parámetros disminuyan al aumentar la temperatura del agua de refrigeración, dado que la disipación del calor producido en la absorción del vapor será menos eficiente, aumentando la temperatura de la disolución. Este hecho perjudica los intereses que se persiguen, ya que el coeficiente de absorción disminuye y se absorbe una menor cantidad del vapor del refrigerante. Estas sospechas fueron confirmadas tras representar gráficamente el efecto que tiene la temperatura del agua sobre ambos parámetros:

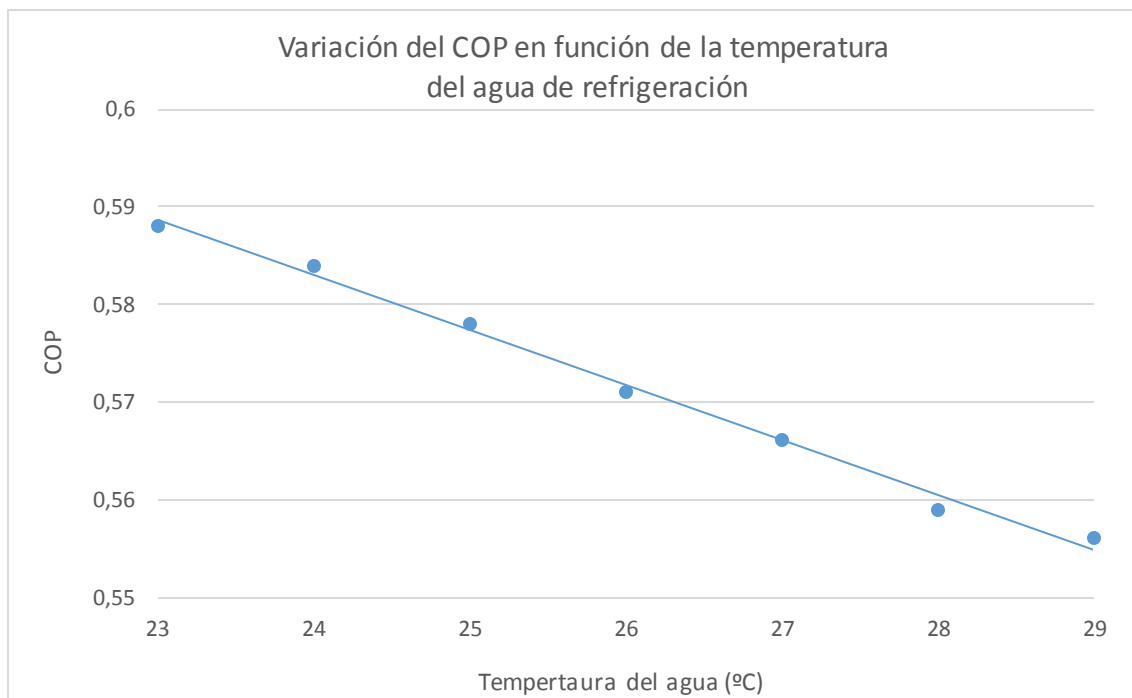


Figura 4.2: Variación del COP en función de la temperatura del agua de refrigeración.

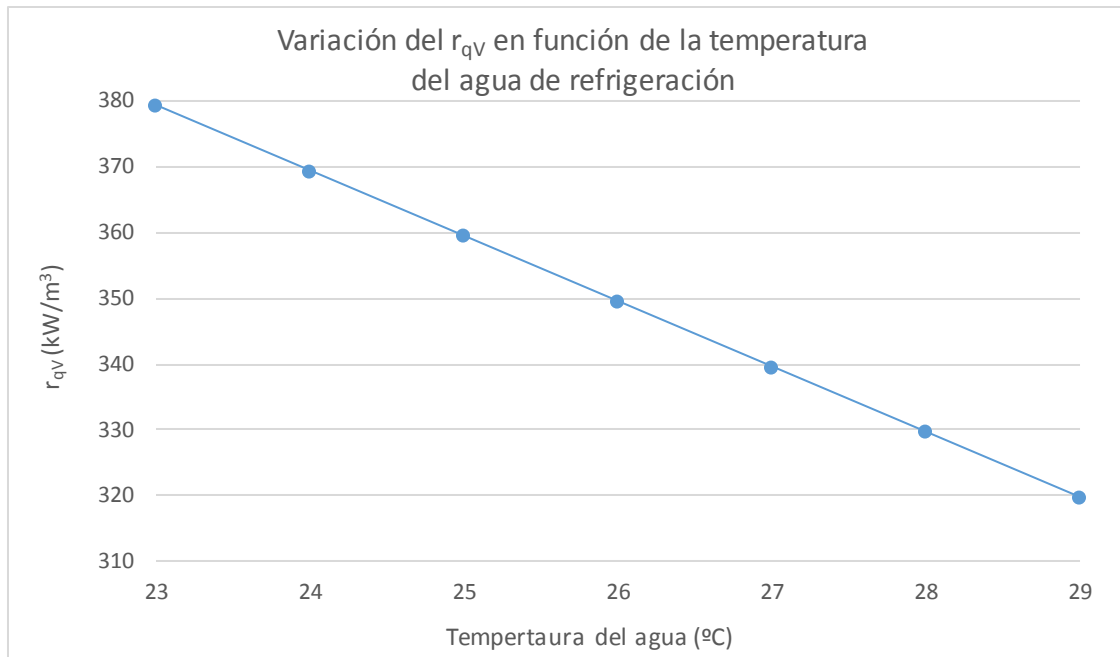


Figura 4.3: Variación del r_{qv} en función de la temperatura del agua de refrigeración.

Como se esperaba, el COP aumenta al disminuir la temperatura del agua de refrigeración, dado que si la masa de refrigerante que se consigue hacer circular es mayor, la potencia de refrigeración (la cual se calcula como la masa del refrigerante multiplicada por la diferencia de entalpías a la entrada y a la salida del evaporador) también lo será, con el consiguiente efecto sobre el rendimiento del ciclo. Evidentemente, el calor que es necesario suministrar en el generador también aumenta si se necesita evaporar una mayor cantidad de refrigerante de la disolución, pero dado que el aumento porcentual de esta variable es menor que el aumento de la potencia de refrigeración que se logra, los efectos son beneficiosos ya que al final el COP ve incrementado su valor.

Por la misma razón, la disminución de la temperatura del agua de refrigeración también tiene un impacto positivo en el ratio entre la capacidad refrigerante y el volumen del absorbedor, es decir, si la temperatura del agua de refrigeración disminuye, manteniendo constante el resto de parámetros de funcionamiento, se conseguirá una mayor potencia frigorífica para el mismo tamaño del absorbedor (o un equipo de menor tamaño para obtener la misma potencia). En particular, tal y como se puede apreciar en la figura 4.3, se pierden aproximadamente 10 kW/m³ por cada grado que aumente la temperatura del agua.

El hecho comentado en el párrafo anterior se puede comprobar en la siguiente figura, en la cual se representa el impacto que tiene la variación de la temperatura del agua de refrigeración sobre el calor del evaporador (potencia frigorífica) y sobre el del generador, el cual se debe suministrar desde una fuente externa al ciclo.

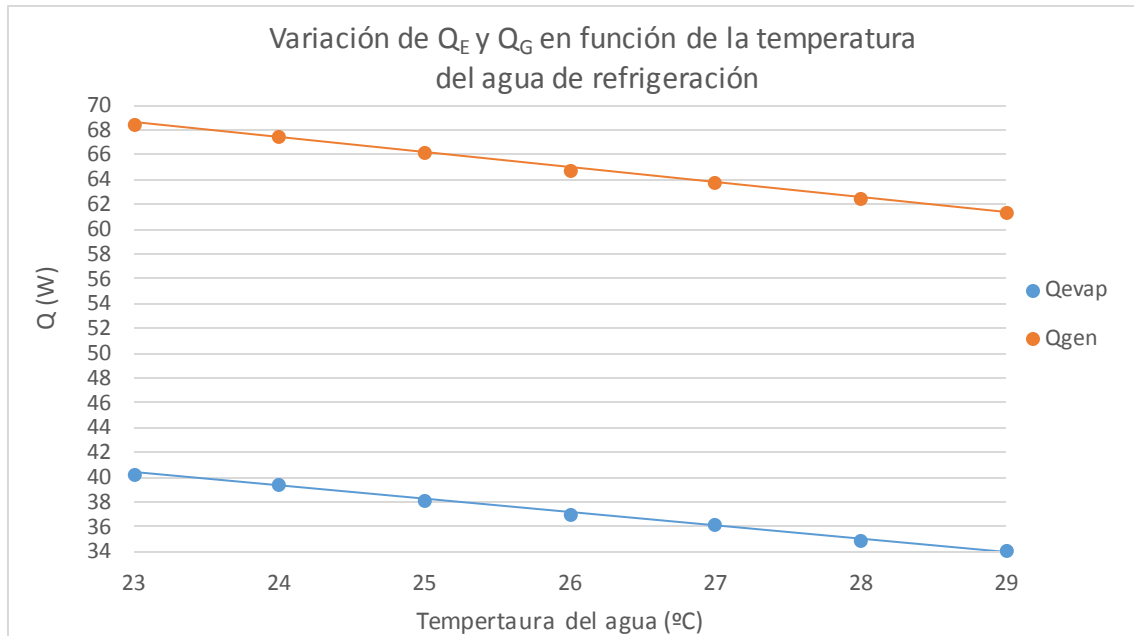


Figura 4.4: Variación del calor del evaporador y del generador en función de la temperatura del agua de refrigeración.

A pesar de que ambos calores aumentan su valor con una pendiente prácticamente idéntica al enfriar la temperatura del agua de refrigeración desde los 29 hasta los 23°C, el calor del generador pasa de 61.44 a 68.48 W, es decir, sufre un aumento de un 11.4%, mientras que la potencia frigorífica pasa de ser 34.15 a 40.28 W, lo que se traduce en un aumento del 17.9%. Por tanto, dado que el COP se calcula como el ratio entre el calor del evaporador y el del generador, al aumentar en mayor medida el primero de ellos (numerador), el cociente entre ambos aumenta su valor.

Para este ensayo, también se ha representado el impacto que tiene la variación de la temperatura del agua sobre la potencia que debería tener la torre de refrigeración que se encargue de suministrar el agua de refrigeración tanto para el propio absorbedor como para el condensador y el subenfriador:

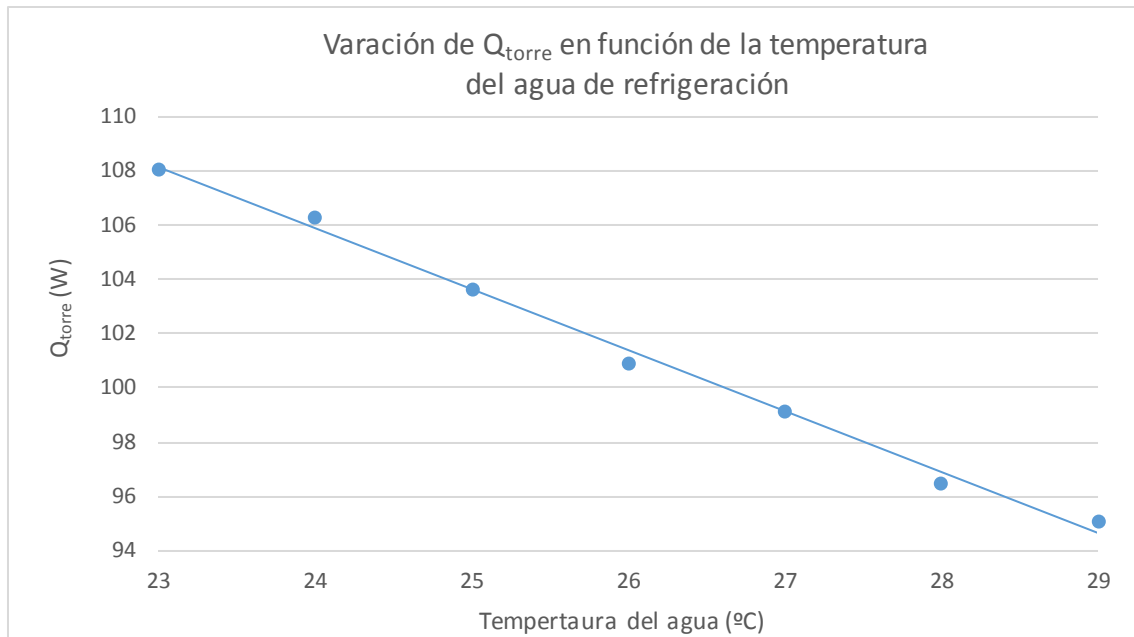


Figura 4.5: Variación de la potencia de la torre de refrigeración en función de la temperatura del agua.

Era de esperar que si la temperatura del agua que se dirige al absorbedor aumenta, la potencia de la torre de refrigeración disminuya su valor. Además de no tener que suministrar agua a una temperatura tan baja al absorbedor, la peor disipación del calor generado en éste y la consecuente disminución del vapor absorbido hace que el gasto másico de refrigerante que circula por el sistema sea menor, por lo que el calor que se necesita extraer en el condensador también es inferior. Por tanto, la suma de estos dos factores provoca que la potencia de la torre de refrigeración disminuya.

Para terminar con el análisis de los efectos que tiene sobre el ciclo la modificación de la temperatura del agua de refrigeración, se ha representado en la siguiente página cómo varía la temperatura máxima alcanzada en éste al hacerlo:

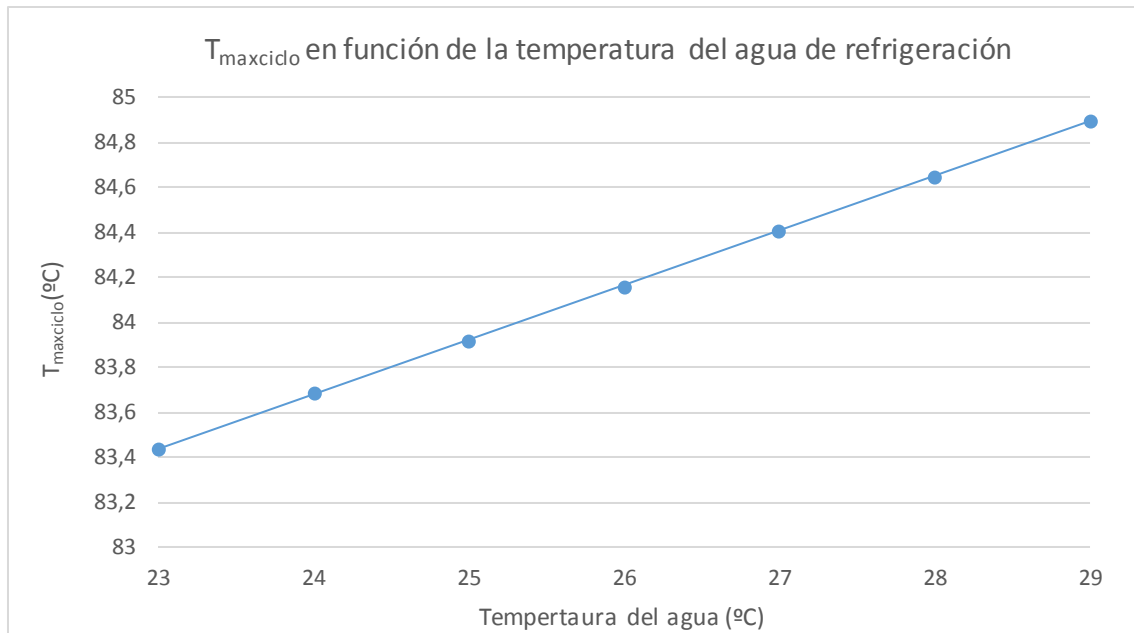


Figura 4.6: Variación de la temperatura máxima alcanzada en el ciclo en función de la temperatura del agua de refrigeración.

La temperatura máxima del ciclo se alcanza en el punto 7 del diagrama representado en la figura 4.1, es decir, a la salida del generador. Como se puede apreciar en la gráfica anterior, esta temperatura adquiere un valor superior al aumentar la temperatura del agua de refrigeración que entra en el absorbedor. Esto es debido a que si la refrigeración en el absorbedor es peor, la disolución abandonará este dispositivo a una mayor temperatura, por lo que también el valor de este parámetro será superior tras la entrada de calor en el generador. Como se puede observar, la temperatura máxima en el ciclo alcanza casi los 85°C bajo las condiciones de funcionamiento de este ensayo.

4.1.2 – Efectos de la variación del gasto másico de agua de refrigeración.

El parámetro que se estudia en este apartado es el gasto másico de agua de refrigeración. Si se mira con detenimiento las conclusiones sacadas tanto en el capítulo 3 como en el apartado anterior, ya de primeras se puede intuir que el COP del ciclo será mayor cuanto más agua circule por el sistema de refrigeración del absorbedor, ya que la temperatura de la disolución no aumentará de manera tan desmedida al disipar mejor el calor generado, y la absorción de vapor se produce de forma más eficiente. Para cerciorarnos de esta afirmación, se ha representado gráficamente la relación existente entre ambos parámetros:

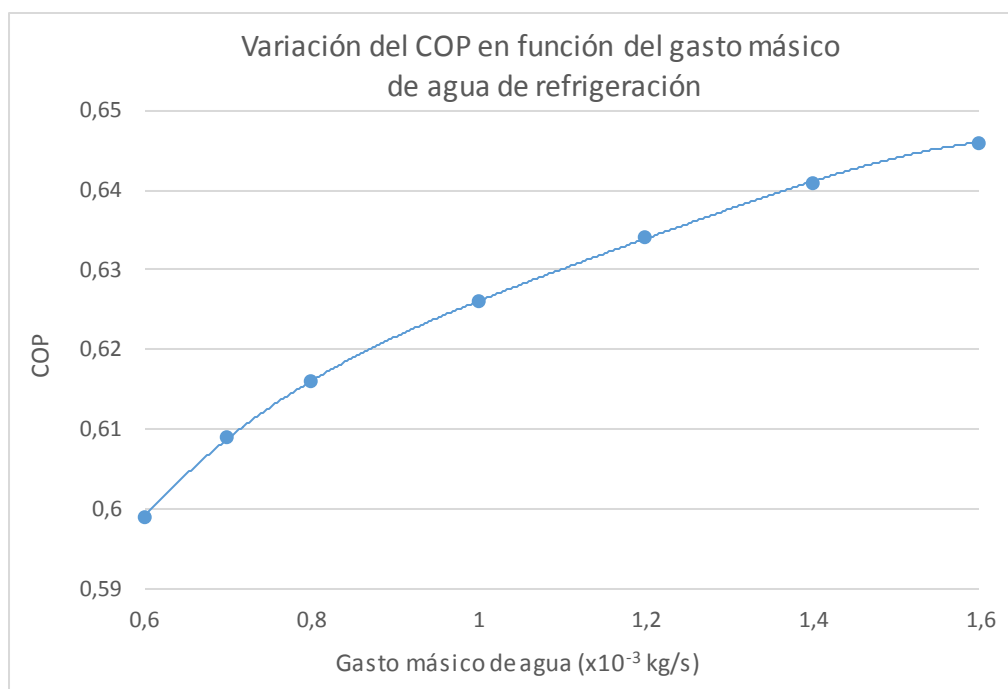


Figura 4.7: Variación del COP en función del gasto másico de agua de refrigeración.

Tras contemplar esta gráfica, nos damos cuenta de que es prácticamente idéntica a la figura 3.7, que representa la variación de la concentración de la disolución en función del gasto másico de agua. Este hecho no es casualidad, dado que ambos parámetros están muy relacionados: si la variación de la concentración es mayor, es debido a que se ha absorbido una mayor masa del vapor del refrigerante y por tanto el COP también va a ser mayor al aumentar la potencia frigorífica en mayor porcentaje que el calor que se necesita suministrar en el generador, al igual que se demostró en el apartado anterior.

Por este mismo motivo, la representación gráfica del impacto que tiene el gasto másico de agua sobre el ratio entre el calor del evaporador y el tamaño del absorbedor (r_{qv}), la cual se muestra a continuación, también adopta una forma muy parecida:

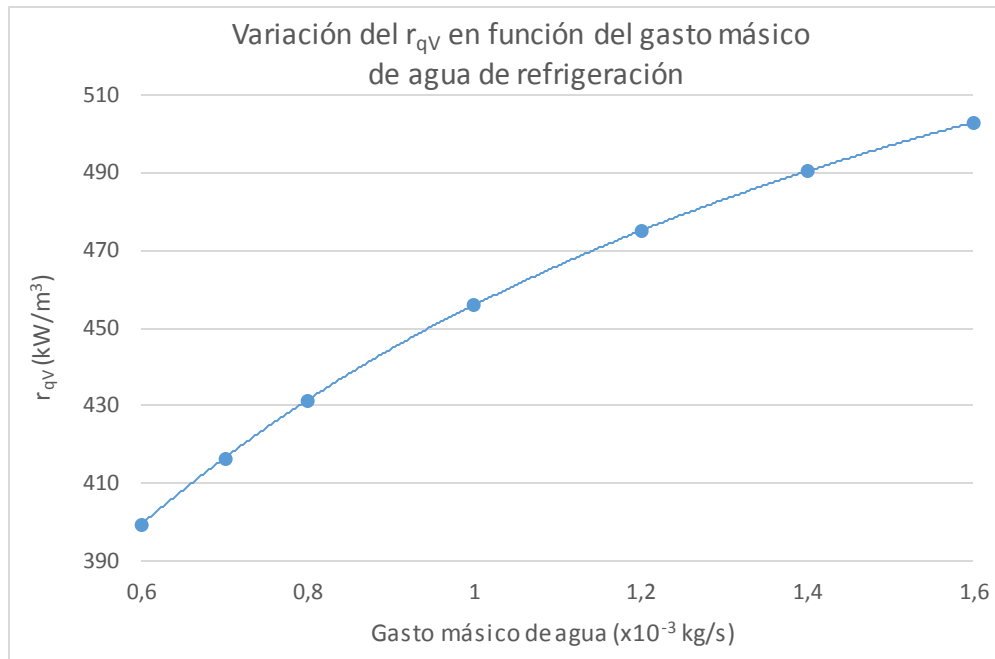


Figura 4.8: Variación del r_{qv} en función del gasto másico de agua de refrigeración.

Es lógico pensar que cuanto menor sea el gasto de agua, menor va a ser el r_{qv} , ya que para absorber la misma cantidad de vapor se necesitarán equipos mucho más grandes debido a la pérdida de eficiencia en la absorción resultante de una pobre disipación del calor generado. En particular, se puede apreciar que si el gasto que circula es de $0,6 \cdot 10^{-3}$ kg/s, el r_{qv} es aproximadamente de 400 kW/m^3 , mientras que si se emplean $1,6 \cdot 10^{-3}$ kg/s de agua de refrigeración, el ratio resulta ser de unos 500 kW/m^3 , es decir, por cada gramo por segundo que se reduce el caudal, se pierden 100 kW/m^3 en este rango de caudales.

Sin embargo cuanto más se aumenta el gasto de agua, menor es la influencia que éste tiene sobre el COP o sobre el r_{qv} , o lo que es lo mismo, ambos parámetros tienden a una asíntota horizontal. Esto es debido a que aunque se aumente el gasto másico de este fluido refrigerante, el calor que éste disipa no aumenta de la misma manera y llegará un punto en que el calor será disipado totalmente por la masa de agua que haya en circulación, y a pesar de que se aumente este parámetro no mejorará más la evacuación del calor. Cuando esto ocurre, la temperatura de la disolución permanece prácticamente invariable y no aumentará la variación de la concentración (ni la masa de vapor absorbida) debido a que ésta se encuentra siempre en las mismas

condiciones de funcionamiento independientemente del aumento en el caudal de agua. Por tanto, en este caso tampoco variarán en exceso los valores del COP y del r_{qv} , ya que se mantienen también constantes los valores del calor del generador y la potencia frigorífica al alcanzar esa asíntota comentada. En la siguiente figura puede comprobarse este hecho de manera gráfica:

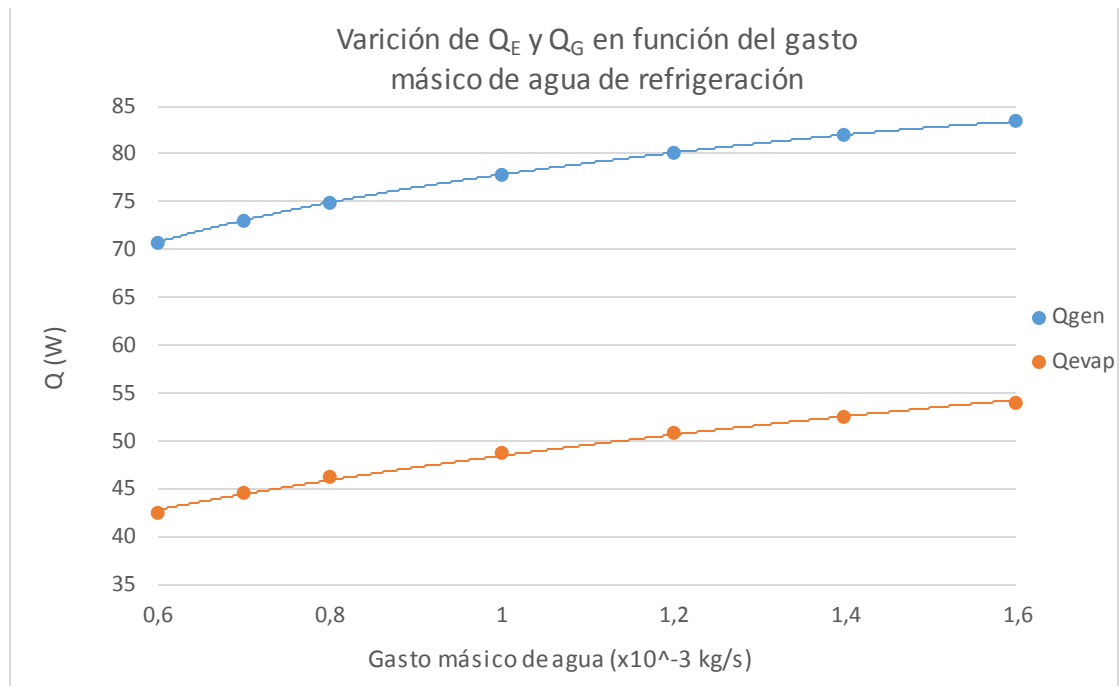


Figura 4.9: Variación del calor del evaporador y del generador en función del gasto másico de agua de refrigeración.

4.1.3 – Efectos de la variación de la temperatura de entrada de la disolución.

Como ya se ha demostrado en este trabajo, aumentar la temperatura de la disolución acuosa de bromuro de litio tiene efectos contrarios a los fines que se persiguen, ya que hace que el coeficiente de absorción disminuya y consecuentemente la masa de vapor que se absorbe. Este hecho también tiene efectos negativos en el funcionamiento del ciclo, tal y como puede comprobarse en la gráfica mostrada a continuación:

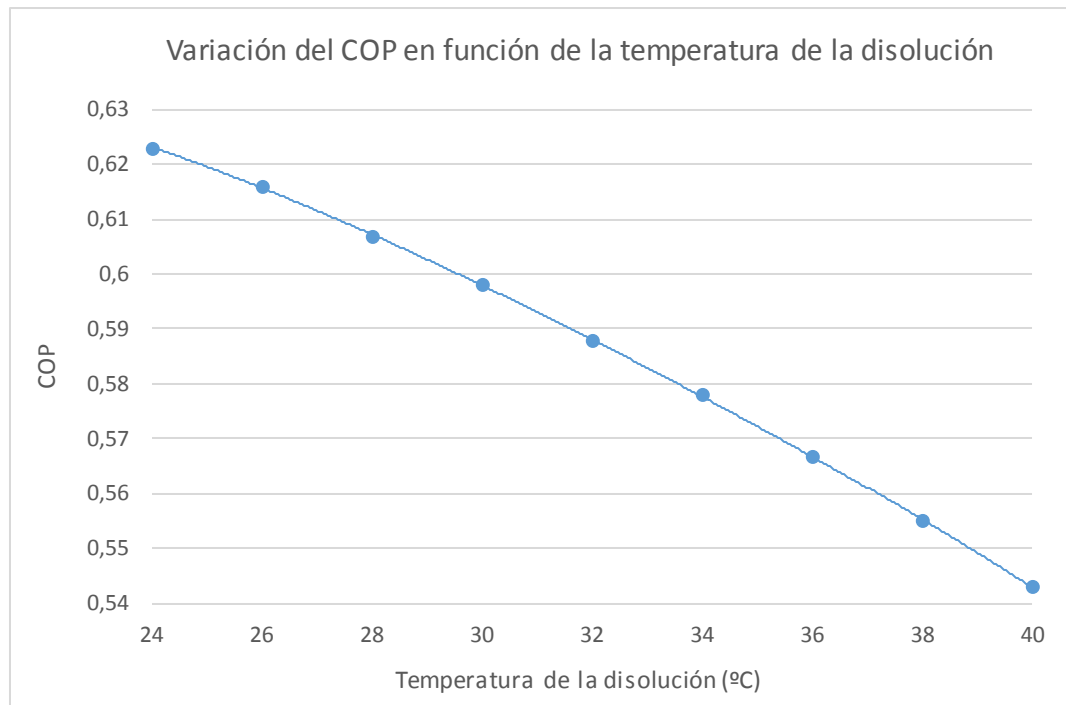


Figura 4.10: Variación del COP en función de la temperatura de la disolución.

Efectivamente, el rendimiento que proporciona el ciclo es peor si se introduce la disolución a una temperatura superior. Esto es debido a que si la masa de vapor que se consigue absorber es menor, el gasto de refrigerante en circulación también va a ser inferior, lo que resulta en una disminución de la potencia frigorífica. Obviamente, al absorberse menos cantidad de vapor, también disminuye el calor que es necesario suministrar en el generador para su evaporación, pero dado que el COP disminuye al aumentar la temperatura, se puede intuir que la variación porcentual de este parámetro es menor que la variación del calor del evaporador. Este hecho se puede comprobar en la imagen que se presenta a continuación, en la cual se grafica la variación de los calores del evaporador y el generador en función de la temperatura de entrada de la disolución:

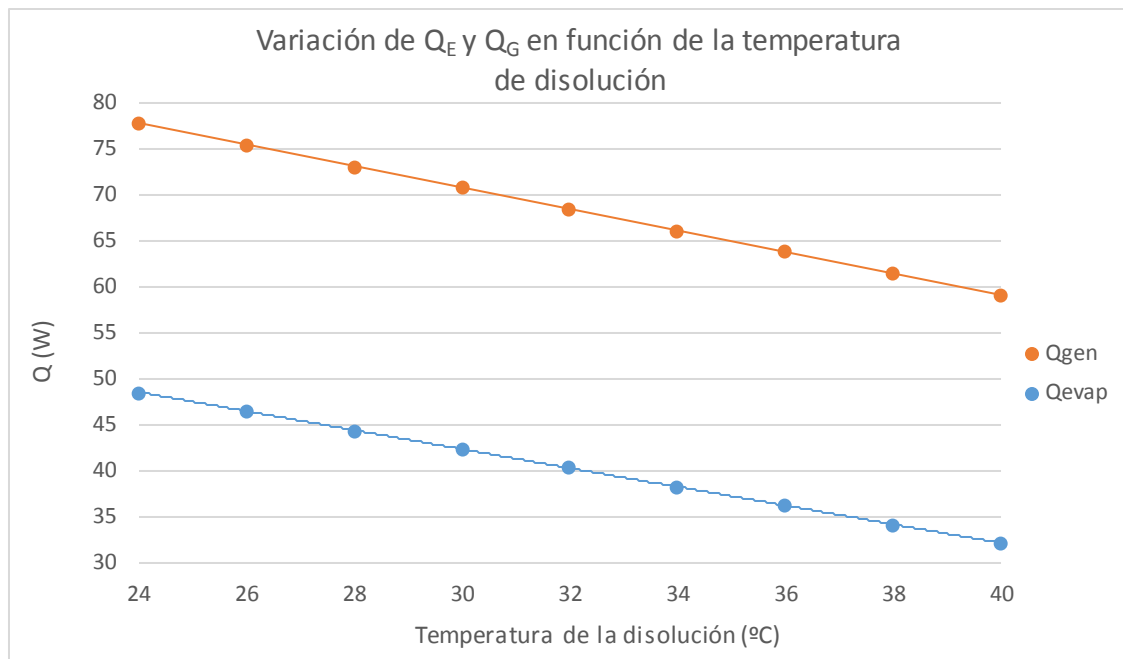


Figura 4.11: Variación del calor del evaporador y del generador en función de la temperatura de la disolución.

Si se analizan los valores numéricos, se puede dar respuesta al hecho de que el COP sea menor al disminuir tanto el calor que hay que suministrar en el generador (denominador) como la potencia frigorífica (numerador). Al aumentar la temperatura de la disolución desde los 24 hasta los 40°C, el calor del generador pasa de ser 77.75 W a 59.14 W, lo que supone una disminución del 23.94%, mientras que el calor del evaporador pasa de 48.54 a 32.12W (reducción del 33.82%). Por tanto, al reducirse de mayor manera el numerador que el denominador, el COP tiene tendencia descendente.

Dado que el r_{qv} se define como el cociente entre el calor del evaporador o potencia frigorífica y el tamaño del absorbedor, el cual es una constante, cabe esperar que la variación de este parámetro con respecto a la temperatura de la disolución sea idéntica que la del calor del evaporador, es decir, que disminuya según se aumente la temperatura de entrada de la disolución al absorbedor (ya que solo se divide por una constante). Igualmente se ha querido representar esta relación, la cual se presenta en la siguiente imagen:

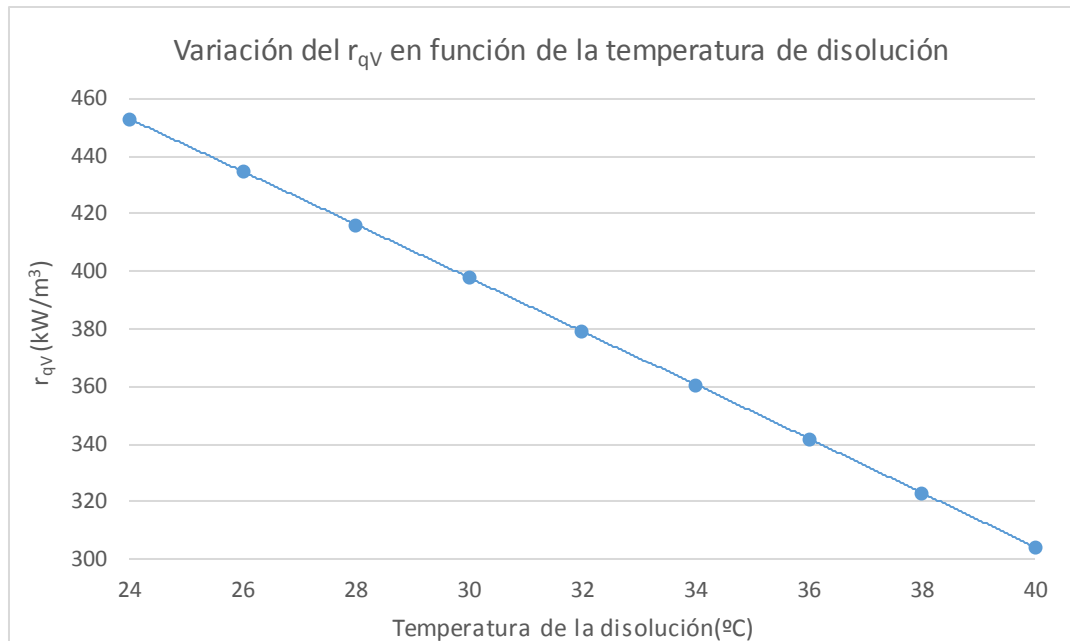


Figura 4.12: Variación del r_{qv} en función de la temperatura de entrada de la disolución.

Como era de esperar, para proporcionar la misma potencia de refrigeración se necesitará un absorbedor de mayor tamaño en el caso de que la temperatura de la disolución a la entrada de éste sea superior, ya que el ratio entre la potencia y el volumen del absorbedor decrece al disminuir la masa de vapor absorbida y consecuentemente la potencia frigorífica.

En particular, para el absorbedor que está siendo analizado, si la disolución se introduce a una temperatura de 24°C, el ratio es de unos 450 kW/m³, mientras que si la disolución entra a 40°C, este parámetro se reduce hasta los 300 kW/m³. Por tanto, se pierden aproximadamente 10kW/m³ por cada grado que aumente la temperatura de la disolución a la entrada.

4.1.4 – Efectos de la variación del gasto másico de la disolución.

Como ya se explicó en el apartado 3.4.4, debido a la gran atracción que presenta el bromuro de litio por el vapor de agua, si la masa de disolución que circula a través del absorbedor es mayor, también lo será la masa de vapor absorbida. Por tanto, la masa del refrigerante que circula a través del ciclo aumentará y consecuentemente lo hará la potencia frigorífica. Siguiendo este razonamiento, ya se puede aventurar que el valor del r_{qv} aumentará al incrementar el gasto másico de disolución, hecho que puede ser confirmado en la siguiente representación:

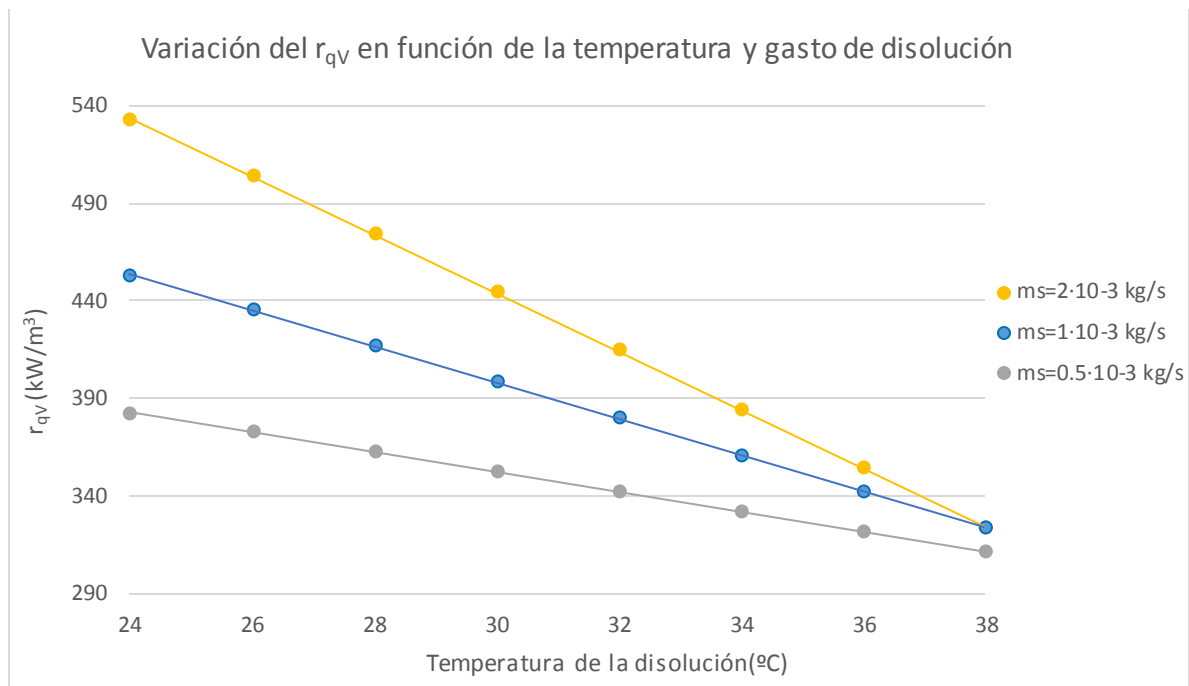


Figura 4.13: Variación del r_{qv} en función de la temperatura y gasto másico de la disolución.

Como era de esperar, el caso en el que se emplea la mayor cantidad de disolución es el que proporciona mejores resultados, especialmente en el ensayo en el que la temperatura de entrada de ésta es de 24°C, ya que la absorción del vapor es mucho más favorable y los efectos beneficiosos de emplear mayor gasto másico se hacen más evidentes que en el caso en el cual la temperatura de la disolución es tan elevada que prácticamente no se produce absorción de vapor.

Analizando en detalle este caso, si se utilizan $2 \cdot 10^{-3}$ kg/s, el r_{qv} toma un valor de aproximadamente 535 kW/m³, mientras que si se reduce este valor a la mitad, ésta pasa a ser del orden de 455 kW/m³, es decir, se pierden aproximadamente 80 kW/m³ por cada gramo por segundo de disolución que se reduce.

Por tanto, todo hace pensar que lo más favorable para el fin que se persigue es emplear cuanto más gasto de disolución sea posible. Sin embargo, esta afirmación se pone en entredicho al representar cómo la variación del gasto másico de disolución afecta al rendimiento del ciclo:

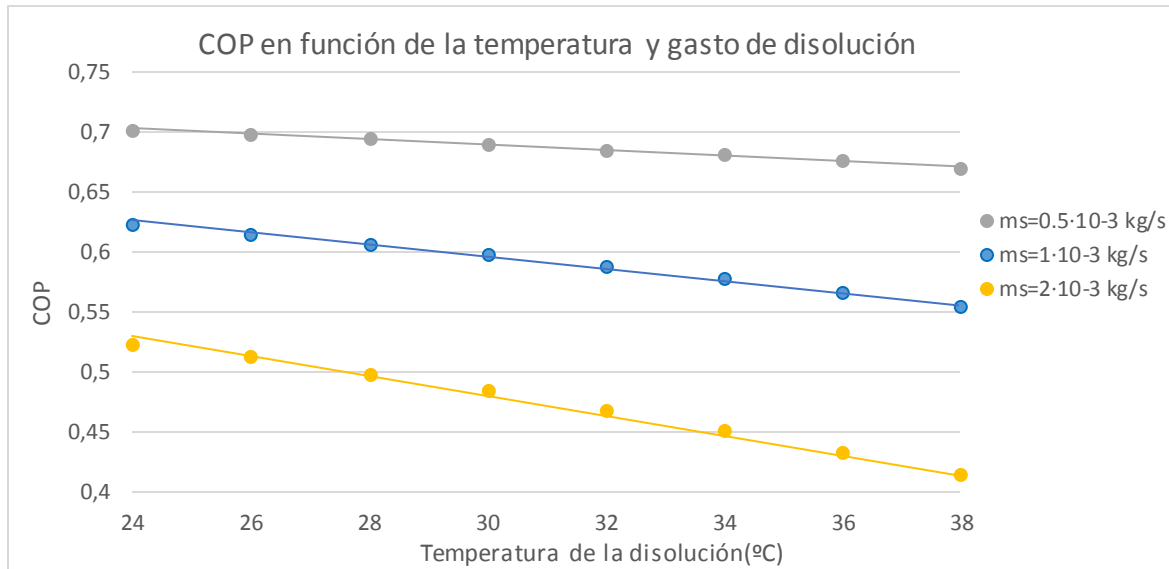


Figura 4.14: Variación del COP en función de la temperatura y gasto másico de la disolución.

Como se puede apreciar en la gráfica, se obtienen mejores resultados en lo que al COP se refiere si se utiliza un menor gasto de disolución. Para poder explicar este hecho, es necesario analizar qué ocurre con la potencia de refrigeración y con el calor que se necesita suministrar en el generador al modificar esta variable, ya que son los dos parámetros de los que dependen los coeficientes estudiados (COP y r_{qv}).

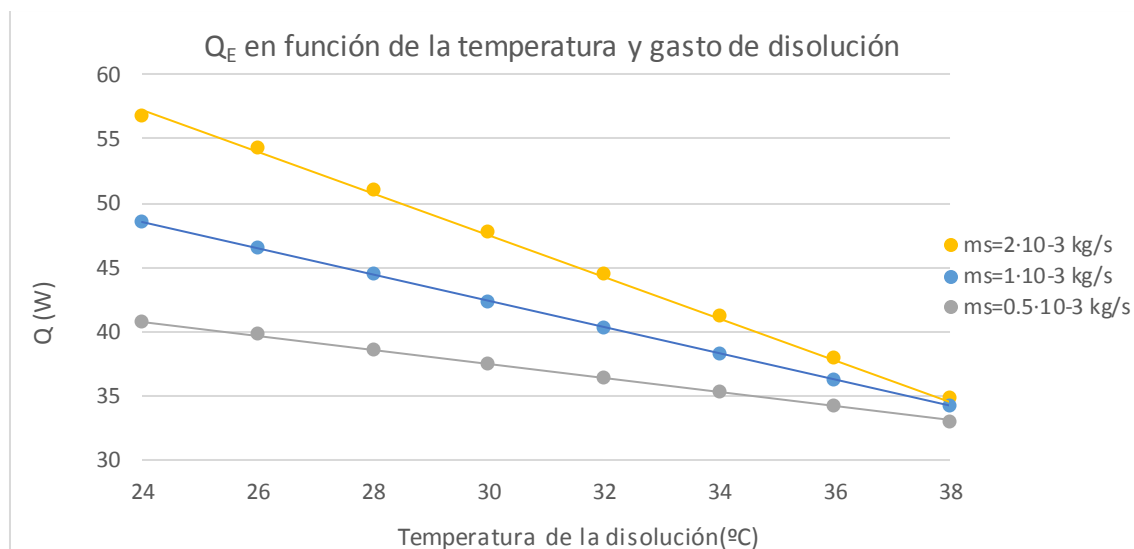


Figura 4.15: Calor del evaporador en función de la temperatura y gasto másico de la disolución.

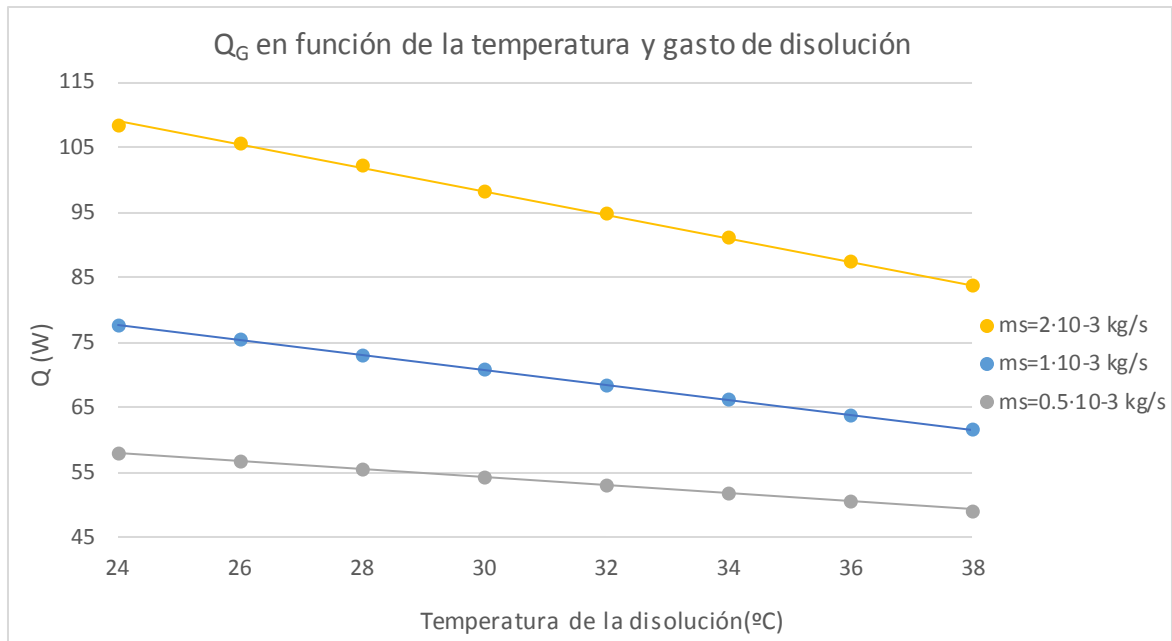


Figura 4.16: Calor del generador en función de la temperatura y gasto másico de la disolución.

Dado que el r_{qV} se calcula simplemente como el calor del evaporador entre el volumen del absorbedor, que es constante en este caso, es lógico que las gráficas que corresponden a ambos parámetros sean prácticamente idénticas. Por tanto, ya que la potencia de refrigeración es mayor cuanto mayor sea el gasto másico de disolución, tal y como se puede observar en la gráfica anterior, el r_{qV} también lo va a ser. Sin embargo, el COP no depende de una única variable, ya que se calcula como el cociente entre la potencia frigorífica y el calor que se necesita suministrar en el generador. Como se puede observar en la segunda gráfica, a pesar de que el calor del evaporador aumenta al incrementar el gasto de disolución, la potencia calorífica a suministrar en el generador también aumenta, ya que hay que evaporar una mayor cantidad de refrigerante disuelta en una mayor masa de refrigerante, y al realizar el cociente entre ambos valores (COP) se hace evidente que el incremento de la potencia frigorífica que se consigue no compensa el calor extra que hay que añadir desde una fuente externa, ya que este se ve incrementado en mayor medida. En resumen, a pesar de que el r_{qV} se ve favorecido por el aumento del gasto másico de disolución, el COP se ve penalizado.

Por tanto, habrá que intentar trabajar usando el gasto másico de disolución óptimo para maximizar ambos parámetros, o bien trabajar con un alto gasto másico de disolución en el caso de que se quiera optimizar el tamaño del absorbedor o con un bajo valor de éste en el caso de que se busque potenciar el rendimiento del ciclo sin importar el tamaño de los componentes.

4.1.5 – Efectos de la variación de la presión del vapor.

Dado que la diferencia de presiones existente entre el vapor del refrigerante y el vapor disuelto en la disolución es el motor principal de la transferencia de masa, cuanto mayor sea la presión a la que entra el vapor al absorbedor, más favorecido se va a ver el proceso de absorción. En este caso, tal y como se demostró anteriormente en este trabajo, y siempre que se mantenga el resto de parámetros constantes, se absorberá una mayor cantidad de vapor de agua, por lo que se consigue hacer circular un mayor gasto másico de refrigerante a través del sistema. Dado que el calor del evaporador (o potencia frigorífica) es proporcional a la masa de refrigerante que lo atraviesa, y el r_{qv} únicamente depende de éste parámetro y de una constante (volumen del absorbedor), ya de antemano se puede predecir que el valor de este parámetro mejorará al aumentar la presión del vapor, tal y como se puede apreciar en la siguiente imagen:

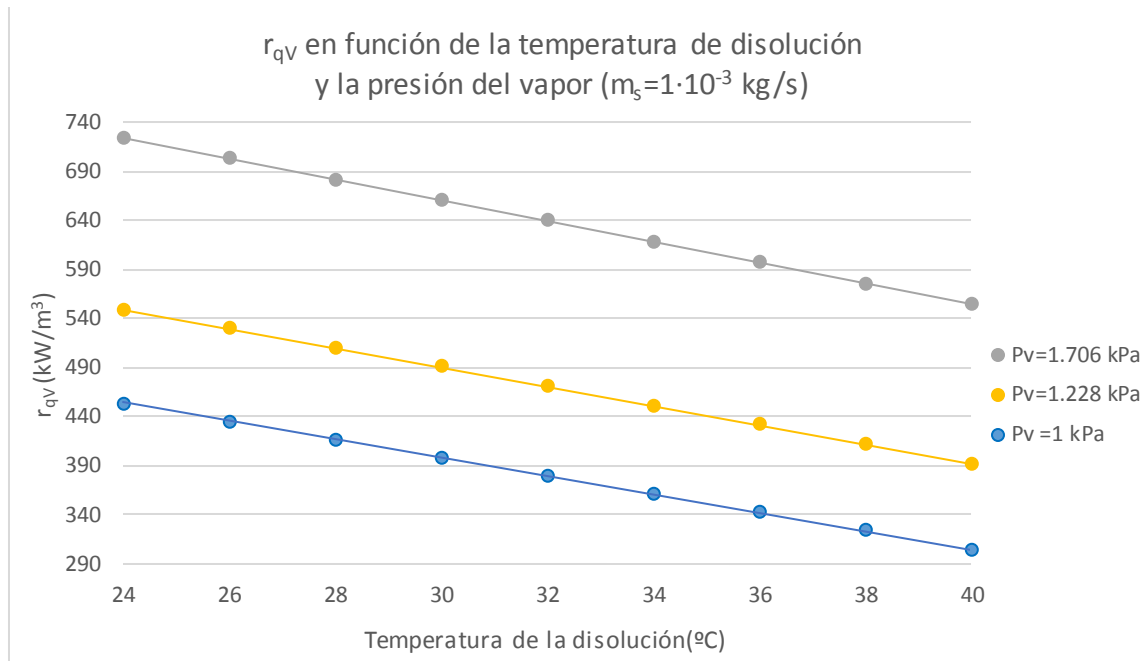


Figura 4.17: Variación del r_{qv} en función de la temperatura y la presión del vapor.

Como ya se había deducido razonadamente, los mejores resultados se obtienen para el caso en el que la presión de vapor es mayor. En particular, si la temperatura de entrada de la disolución es de 24°C, para el caso en el que la presión del vapor es de 1.706 kPa, se obtiene un r_{qv} de unos 730 kW/m³, mientras que si la presión del vapor es solamente 1 kPa, el valor de este parámetro desciende hasta los 455 kW/m³, es decir hay casi 300 kW/m³ de diferencia entre un ensayo y otro. Estos resultados parecen lógicos, ya que para obtener una misma potencia de refrigeración, se precisaría de equipos de mayor tamaño para el caso en el que la absorción del vapor se

produce de manera más ineficiente, o visto de otra forma, si se comparan dos equipos del mismo tamaño, proporcionará una mayor potencia frigorífica aquel en el que el vapor entre a una mayor presión, ya que trabaja de manera más eficiente. Ya no hace falta decir que al aumentar la temperatura de la disolución los resultados empeoran una vez más para los tres casos ensayados.

También se estudió cuál es el efecto que tiene la variación de la presión del vapor a la entrada del absorbedor sobre el rendimiento del ciclo, es decir, sobre el COP. Esta relación ha sido representada gráficamente en la siguiente gráfica:

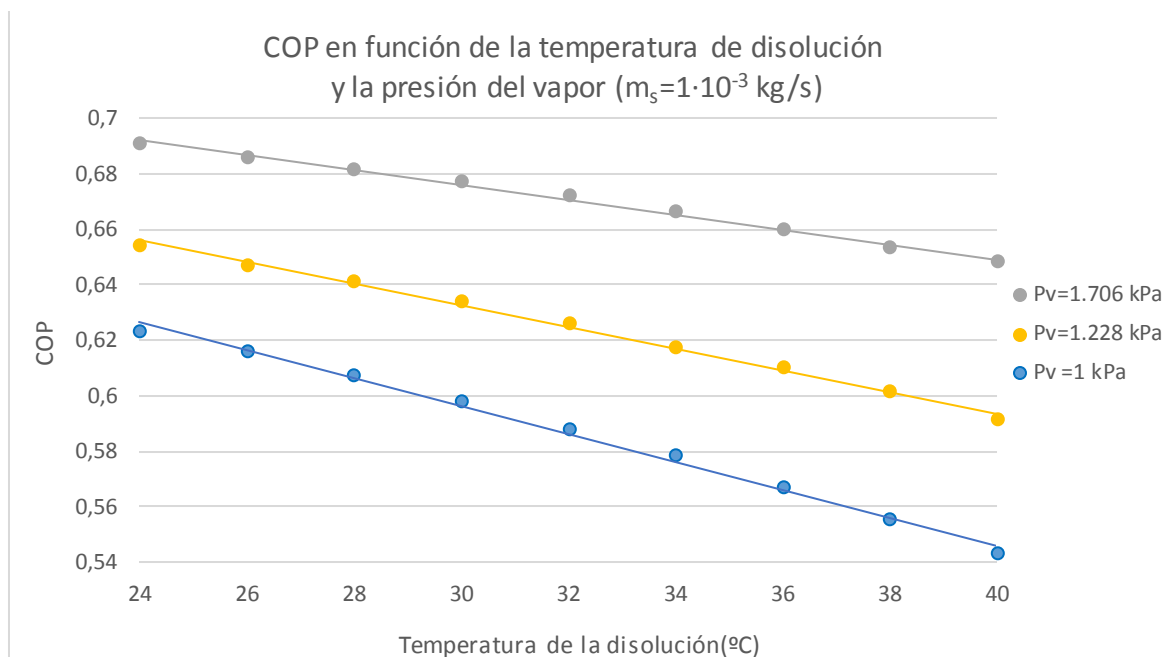


Figura 4.18: Variación del COP en función de la temperatura y la presión del vapor.

De nuevo, se obtienen mejores resultados al introducir el vapor a una presión superior. Este hecho evidencia que a pesar de que aumente el calor que hay que suministrar en el generador mediante una fuente de energía externa, el beneficio que se obtiene en la potencia frigorífica hace que sea más interesante para los fines que se persiguen llevar a cabo esta modificación, ya que el rendimiento global del ciclo se verá incrementado.

4.1.6 – Efectos de la variación de la concentración de la disolución a la entrada del absorbedor.

Por último, se analizó cuáles son los efectos que sufre el ciclo si se modifica la concentración a la cual se introduce la disolución al absorbedor. Dado que el bromuro de litio presenta una gran atracción por el agua, y como ya se demostró en el capítulo 3.4.6, la masa de vapor absorbida aumenta al trabajar con una disolución más concentrada, es decir, con un mayor porcentaje de esta sal. Este hecho permite la circulación de un mayor gasto másico de refrigerante, y por tanto, el calor del evaporador o potencia frigorífica se verá incrementado, ya que es proporcional a este parámetro. Dado que el r_{qv} solo depende de esta variable, al ser el volumen del absorbedor constante, mejorará su valor al introducir la disolución al absorbedor con una mayor concentración en bromuro de litio. La representación gráfica de este fenómeno se presenta en la siguiente imagen:

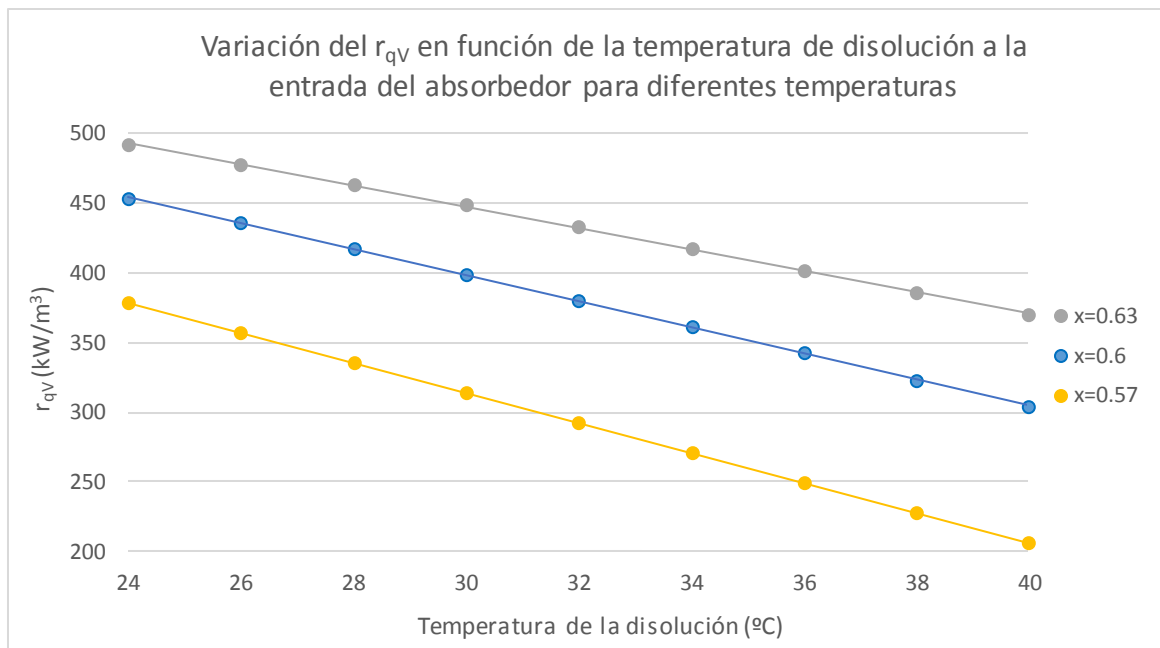


Figura 4.19: Variación del r_{qv} en función de la concentración de la disolución a la entrada del absorbedor para diferentes temperaturas.

Específicamente, si nos fijamos en el caso en el que la temperatura de entrada de la disolución es de 24°C, el valor del r_{qv} ronda los 500 kW/m³ cuando la disolución entra al absorbedor con una concentración del 63%, mientras que este parámetro desciende hasta los 380 kW/m³ si la concentración es del 57%. Por tanto, se puede afirmar que se pierden unos 20 kW/m³ por cada punto que se reduzca el porcentaje de concentración de la disolución a la entrada del microintercambiador. Esto quiere decir que si la disolución se introduce a una concentración mayor, se necesitará un equipo de menor

tamaño para obtener la misma potencia frigorífica o bien se obtendrá mayor potencia para un mismo volumen del absorbedor.

Antes de mostrar los resultados obtenidos en relación al COP, se ha analizado el efecto que tiene la modificación de la concentración de la disolución sobre la potencia de refrigeración y sobre el calor que hay que suministrar en el generador para poder evaporar el vapor de agua disuelto con el fin de que éste continúe su camino hacia el condensador:

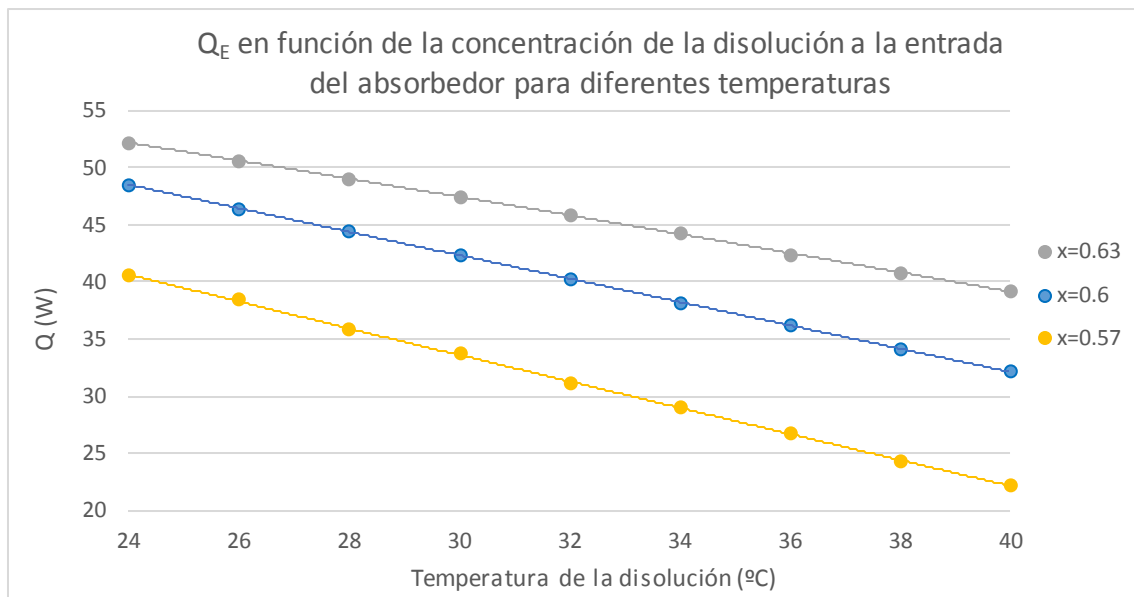


Figura 4.20: Potencia frigorífica en función de la concentración de la disolución a la entrada del absorbedor para diferentes temperaturas.

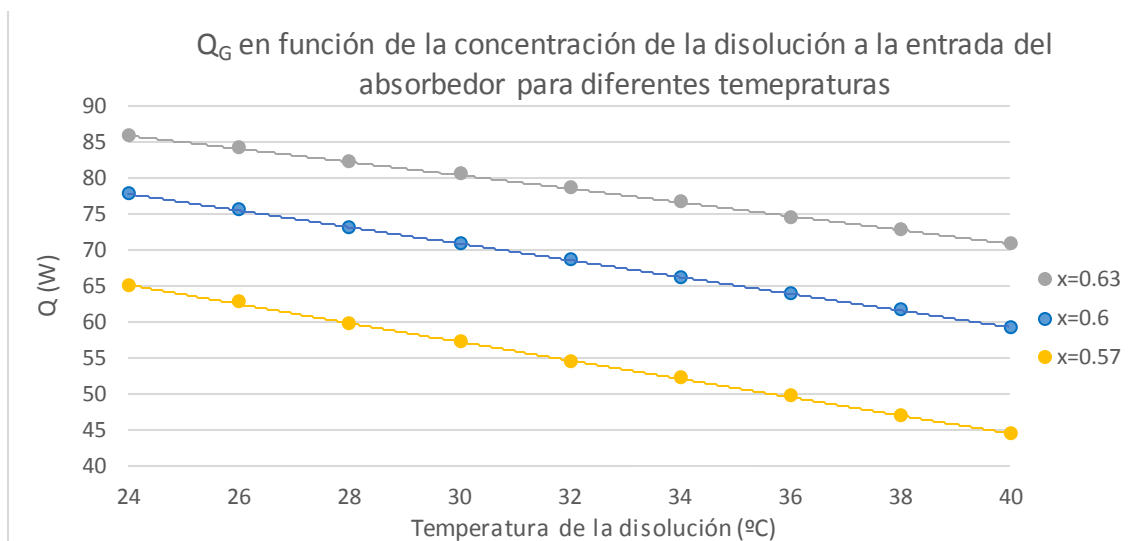


Figura 4.21: Calor del generador en función de la concentración de la disolución a la entrada del absorbedor para diferentes temperaturas.

Como se puede observar en estas gráficas, al aumentar la concentración de la disolución aumenta la potencia de refrigeración del ciclo, tal y como se razonó al principio de este apartado. Sin embargo, dado que la masa de vapor que hay que evaporar y que la disolución contiene una mayor concentración de sal, es decir, un mayor calor específico, el calor que hay que proporcionar en el generador también aumenta. Por tanto, lo verdaderamente interesante es analizar si este hecho se ve contrarrestado por los beneficios de aumentar la potencia frigorífica o si por el contrario, el rendimiento del ciclo sufre una penalización debido al calor extra que hay que suministrar. Para ello se analiza la relación entre ambos parámetros, el COP:

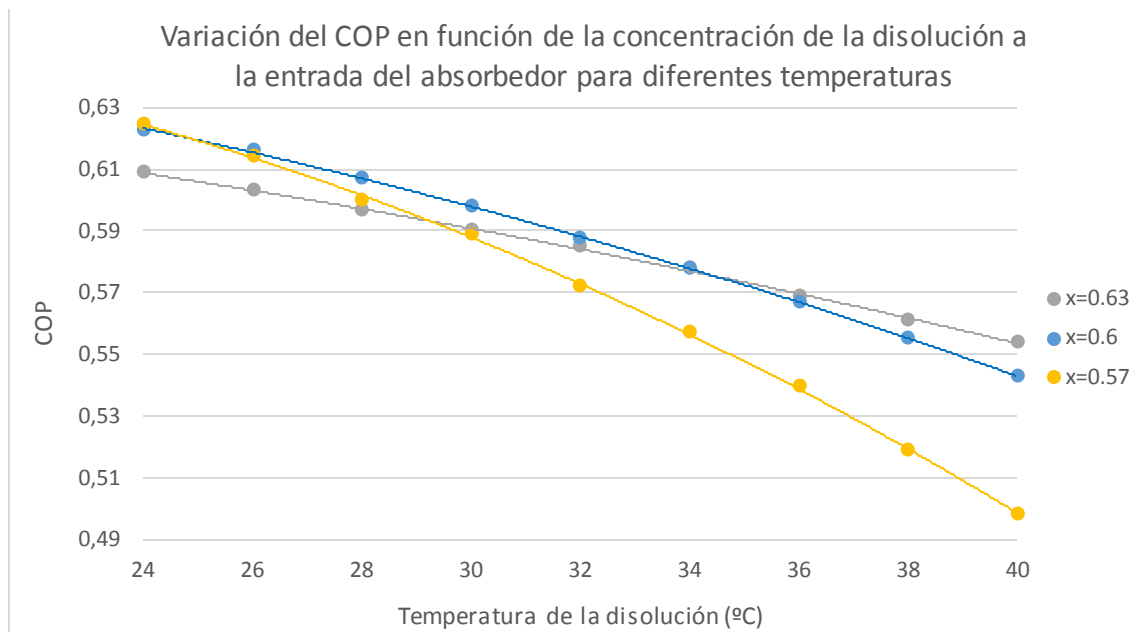


Figura 4.22: Variación del COP en función de la concentración de la disolución a la entrada del absorbedor para diferentes temperaturas.

En esta ocasión, los resultados no son tan significativos como en los otros ensayos. Para bajas temperaturas de la disolución, el caso en el que la concentración es de 0.57 proporciona mejores resultados que la de 0.63, dado que el aumento en la potencia frigorífica compensa el calor que hay que suministrar en el generador, que es menor en estas condiciones. Sin embargo, para temperaturas altas, esto no ocurre y es preferible utilizar un alto valor en la concentración, ya que se obtienen mejores valores del COP. Por tanto, lo más lógico sería elegir un valor intermedio a no ser que se quiera potenciar el valor del r_{qv} . Si se da esta situación, como ya se ha explicado, se elegiría el mayor valor de la concentración posible, siempre controlando el fenómeno de la cristalización, que es el aspecto que limita la modificación de éste parámetro.

Capítulo 5: Presupuesto del proyecto

En este capítulo se va a presentar una estimación detallada de los costes que supone la realización de este proyecto. En particular, estos costes se pueden agrupar en dos categorías: los costes asociados al personal que trabaja en el desarrollo de la instalación y los costes asociados a la adquisición de los dispositivos y accesorios que la constituyen.

Para la estimación del coste que supone la contratación del personal, se ha supuesto que el proyecto tiene una duración de dos años: el primero se dedica al estudio teórico y el suministro de componentes y el segundo al montaje de la instalación y a la realización de los ensayos experimentales. En el proyecto participan dos ingenieros sénior que a su vez ejercen como profesores en la Universidad, y un ingeniero graduado como auxiliar de laboratorio, los cuales se ha estimado que prestan una dedicación de dos horas diarias durante los días lectivos (~200) de cada uno de estos dos años. El coste que supone una hora de trabajo de cada persona ha sido definido por un valor aproximado de lo que se está cobrando en la actualidad. A continuación se presenta una tabla en la que se muestra un resumen de los costes asociados al personal que trabaja en este proyecto:

Coste del personal			
Personal	Horas	Coste horario (€/h)	Coste total (€)
Ingeniero Sénior 1	800	30	24000
Ingeniero Sénior 2	800	30	24000
Ingeniero Junior	800	20	16000
COSTE TOTAL DEL PERSONAL			64000

Figura 5.1: Coste del personal

La tabla que resume los costes relativos a los dispositivos necesarios para la instalación se puede encontrar en la siguiente página. Cabe comentar que a todos los costes que aparecen en ella ya se les ha aplicado el porcentaje de IVA correspondiente a España (21%), dado que la mayoría de los vendedores proporcionan la información relativa al precio de los equipos sin incluir este valor debido a que en cada país al que exporten sus productos se les aplicará una tasa de impuestos diferente.

Coste de los bienes tangibles			
Componente	Unidades	Precio unitario (€/ud)	Coste total (€)
Elementos principales			
Microabsorbedor	1	12700	12700
Baño Huber Unichiller 006-MPC	1	3700	3700
Baño Huber CC-K6	1	4300	4300
Baño Huber CC-205B	1	2800	2800
Bomba de vacío PC 3001 VARIO	1	6100	6100
Bomba Ismatec MPC-Z	1	4400	4400
Bomba Ismatec REGLO-Z	1	2500	2500
Intercambiadores de calor y generador de vapor	2	8500	17000
Bromuro de litio (kg)	3	190	570
Sensores			
Coriolis ELITE CMFS010 M	2	7200	14400
Caudalímetro Omega FLR1009ST-I	2	590	1180
Sensor de temperatura Pt100	14	88	1232
Sensor de presión Omega PX-409-005-AI-EH	8	586	4688
Sistema de adquisición de datos NI cDAQ-9178	1	1700	1700
Otros accesorios de la instalación			
Tubo PFA 3/8 ODx062	15	1,2	18
Tubo PFA 3/4 ODx062	5	8,6	43
Unión cruz 3/4 OD	2	51,7	103,4
Conector macho 3/4 ODx1/2 NPTM	3	8	24
Adaptador macho 3/4 Tubox1/2 NPTM	7	3	21
Manguito hembra reductor 1/2 NPTHx1/4 NPTH	6	3,8	22,8
Unión TE 3/4 OD	3	22,5	67,5
TE hembra lateral 3/8 ODx1/2 NPTH	7	4,8	33,6
Conector macho 3/8 ODx1/2 NPTM	6	2,2	13,2
Unión cruz 3/8 OD	5	10,2	51
Adaptador hembra 3/8 tubox1/4 NPTH	8	1,3	10,4
Conector macho 3/8 ODx3/8 NPTM	4	2,8	11,2
Conector macho 3/8 ODx1/4 NPTM taladro	4	3,1	12,4
Conector macho 3/8 ODx1/8 NPTM	4	2,2	8,8
Válvula de fuelle SR.B 3/8 SWG	14	15,6	218,4
Válvula de regulación SR.1 3/8 SWG	2	47,4	94,8
Válvula de regulación SR.18 3/4 SWG	2	122	244
Unión TE 3/8 OD	1	29,2	29,2
Unión codo 90° 3/8 OD	6	3,3	19,8
Unión codo 90° 3/4 OD	4	14,5	58
Tubo PFA 1/4 ODx0,047	2	4,8	9,6
Tubo PFA 1/4 ODx062	2	5,5	11
Unión reductora 3/8 ODx1/7 OD	4	3,9	15,6
Unión reductora 10mm ODx3/8 OD	1	15,9	15,9
Cortador de manguera	1	174,5	174,5
COSTE TOTAL DE LA INSTALACIÓN			76901,1

Figura 5.2: Coste de la instalación

También cabe destacar que como el laboratorio se ha instalado en la Universidad y la potencia eléctrica que éste requiere no es demasiado importante, se han obviado los costes del suministro eléctrico y de agua corriente en el presupuesto estimado en este trabajo.

Por tanto, dado que el coste de los equipos de la instalación experimental es de alrededor de 77.000€ y que se invierten unos 64.000€ en la contratación del personal durante los dos años de duración estimada del proyecto, se prevé que los costes totales del mismo asciendan a 141.000€.

Capítulo 6: Conclusiones del proyecto y trabajos futuros

Tras la realización de este trabajo se han obtenido una serie de conclusiones relacionadas con los sistemas de refrigeración por absorción en general y con el microabsorbedor que se estudia en este proyecto en particular, las cuales se presentan en este capítulo.

Respecto a los sistemas de refrigeración por absorción, se puede afirmar que dado que aprovechan calores residuales o procedentes de fuentes de energía renovables resultan ser sistemas más ecológicos y económicos que los tradicionales equipos de refrigeración por compresión mecánica, los cuales necesitan ser alimentados por energía eléctrica.

La gran desventaja que presentan los sistemas de refrigeración por absorción es el tamaño que ocupan sus componentes (en especial el absorbedor), lo que imposibilita su uso en aplicaciones a pequeña escala. Para ello se está investigando en configuraciones novedosas, como los absorbedores de membrana, objeto principal de estudio en este trabajo.

En este proyecto se ha analizado teóricamente el comportamiento de un microabsorbedor de membrana con una geometría determinada, con el fin de que sirva como base para una futura implementación experimental. Para ello, se ha simulado mediante softwares informáticos la respuesta que proporcionaría este dispositivo, tanto de forma aislada como integrado en el ciclo, al modificarse las condiciones de funcionamiento, obteniéndose las siguientes conclusiones:

- Se ha determinado que es favorable para el funcionamiento del absorbedor que la temperatura de la disolución sea lo más baja posible, dado que aumenta la masa de vapor del refrigerante que es capaz de absorber y consecuentemente los valores del COP y el r_{qv} . Sin embargo, se ha comprobado que cuanto menor sea su temperatura mayor riesgo hay de que la disolución cristalice, por lo que habrá que comprobar siempre que este fenómeno no se da, ya que puede derivar en daños fatales para este componente.
- Con el fin de disipar eficientemente el calor generado en el proceso de absorción y evitar que éste acabe siendo absorbido por la disolución y consecuentemente aumentando su temperatura, dados los beneficios que se han comentado en el punto anterior, se recomienda a la vista del estudio realizado en este trabajo disminuir la temperatura del agua de refrigeración y/o incrementar su gasto másico.

- Se ha demostrado que a pesar de que la variación de la concentración de la disolución sea menor en el caso de que se emplee mayor gasto másico de este fluido, la masa de vapor que se absorbe es superior en este caso, lo que se traduce en un incremento del r_{qv} . Sin embargo, el aumento del calor que hay que suministrar en el evaporador hace que no se rentabilice la mejora en la potencia frigorífica, ya que el COP del ciclo resulta ser menor cuanto mayor gasto se utilice. Por tanto, es recomendable ajustar el gasto másico de disolución según si se persiga optimizar el tamaño de los equipos o el rendimiento del ciclo.
- Se concluye que, dado que la diferencia de presiones existente a ambos lados de la membrana es el motor de la transferencia de masa, un aumento en la presión de vapor del refrigerante mejora el proceso de absorción, lo que deriva en valores superiores tanto del r_{qv} como del COP del ciclo.
- Por último, se ha demostrado que un aumento en la concentración de la disolución a la entrada del absorbedor mejora el proceso de absorción, dada la gran atracción que presenta esta sal por el vapor de agua, lo que hace que aumente la masa de vapor absorbida y consecuentemente el valor del r_{qv} . Sin embargo, no se han podido extraer resultados demasiado concluyentes a cerca del efecto que tiene la variación de este parámetro sobre el COP. Cabe comentar que el aumento de la concentración de la disolución es el otro factor que hace que las probabilidades de que se produzca la cristalización aumenten, por lo que también habrá que prestar especial atención a este aspecto.

Como trabajos futuros, se propone la implementación experimental de los casos ensayados teóricamente en la instalación de la Universidad Carlos III de Madrid, la cual dispone de un absorbedor de idéntica geometría al estudiado en este capítulo. De esta forma, además de continuar con la investigación acerca de la viabilidad de esta nueva tecnología, se puede comprobar la validez de los modelos matemáticos empleados en este trabajo. También a partir de este análisis experimental, se podrían desarrollar nuevas correlaciones relativas a los procesos de transferencia de calor y masa que fueran válidas para su aplicación en microcanales como los del absorbedor estudiado, de manera que se permita obtener modelos más robustos y precisos para poder estudiar con mayor fiabilidad el comportamiento de absorbedores con diferentes geometrías, lo que con total seguridad sería un gran avance en este campo.





Capítulo 7: Bibliografía y referencias

En el presente capítulo se muestran las fuentes y referencias consultadas en la elaboración de este proyecto por orden de aparición:

- [1] Apuntes. Mercedes de Vega. Refrigeración por absorción. Escuela Politécnica Superior. Universidad Carlos III de Madrid.
- [2] Keith E. Herold, Reinhard Radermacher, Sanford A. Klein. Absorption Chillers and Heat Pumps. CRC Press, 1996.
- [3] M. Venegas, M. de Vega, N. García-Hernando, U. Ruiz-Rivas. A simple model to predict the performance of a H₂O-LiBr absorber operating with a microporous membrane. Universidad Carlos III de Madrid.
- [4] https://es.wikipedia.org/wiki/Refrigeración_por_compresión
- [5] <http://icogen-sa.com/refrigeración-térmica-separador/la-refrigeración-en-ciclo-de-absorción.html>
- [6] Sachin Kaushik, Dr. S. Singh. Thermodynamic Analysis of Vapor Absorption Refrigeration System and Calculation of COP. International Journal for Research in Applied Science and Engineering Technology (IJRASET) February 2004. P.73.
- [7] http://www.caib.es/conselleries/industria/dgener/user/portalenergia/pla_eficiencia_energetica/climatitzacio_2.es.html
- [8] Manuel López-Rivadulla Sáenz. Proyecto fin de carrera: Modelización de un absorbedor de burbujas de geometría cilíndrica utilizando la disolución amoniaco-nitrato de litio. 2011.
- [9] <http://www.huber-online.com>
- [10] http://www.huber-online.com/es/product_datasheet.aspx?no=2008.0005.01
- [11] http://www.huber-online.com/es/product_datasheet.aspx?no=2004.0001.01
- [12] <http://www.vacuubrand.com/es/page761.html#technicalData>
- [13] http://www.ismatec.com/int_e/pumps/g_gearpumps/mcp_z.htm
- [14] http://www.ismatec.com/int_e/pumps/g_gearpumps/reglo_z_digital.htm
- [15] http://es.omega.com/pptst/PX409_Series.html
- [16] <http://es.omega.com/pptst/FLR1000ST.html>

- [17] https://es.wikipedia.org/wiki/Número_de_Knudsen
- [18] Redhead PA, Hobson JP, Kornelsen EV. The physical basis of ultrahigh vacuum, Chapman and Hall, 1968.
- [19] Ali AHH. Design of a compact absorber with a hydrophobic membrane contactor at the liquid–vapor interface for lithium bromide–water absorption chillers. Appl Energy 2010; 87:1112–21.
- [20] Mason EA, Malinauskas AP, Gas transport in porous media: The dusty-gas model, Elsevier, 1983.
- [21] Iversen SB, Bhatia VK, Dam-Johansen K, Jonsson G. Characterization of microporous membranes for use in membrane contactors. J Membr Sci 1997; 130:205–17.
- [22] Ali AHH, Schwerdt P. Characteristics of the membrane utilized in a compact absorber for lithium bromide-water absorption chillers. Int J Refrig 2009; 32:1886–96.
- [23] Lee P-S, Garimella SV. Thermally developing flow and heat transfer in rectangular microchannels of different aspect ratios. Int J Heat Mass Transf 2006; 49:3060–7.
- [24] Shah RK, London AL. Laminar flow forced convection in ducts, In: A source book for compact heat exchanger analytical data. Advances in heat transfer, Suppl. 1. Academic Press, NewYork, 1978.
- [25] Taylor R, Krishna R. Multicomponent mass transfer. John Wiley & Sons, New York, 1993.
- [26] Patek J, Klomfar J. A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of LiBr-H₂O from 273 to 500 K over full composition range. Int J Refrig 2006; 29:566–78.
- [27] DiGuilio RM, Lee RJ, Jeter SM, Teja AS. Properties of lithium bromide-water solutions at high temperatures and concentrations - I thermal conductivity. ASHRAE Trans 1990 ;RP-527:702–8./es/product_datasheet.aspx?no=3007.0019.99

ANEXO 1: Resolución del ciclo de refrigeración por absorción

 Reference: C:\Users\CESAR\Desktop\TFG\Mathcad\Prop_Termodinamicas_H2OBrLi.xmcd
 Reference: C:\Users\CESAR\Desktop\TFG\Mathcad\Propiedades.xmcd
 Reference: C:\Users\CESAR\Desktop\TFG\Mathcad\Prop_H2OBrLi.MCD
 Reference: C:\Users\CESAR\Desktop\TFG\Mathcad\BRILIAGUA.MCD

$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} := 1000 \frac{\text{joule}}{\text{kg}}$
 $C := 1 \text{ K}$

Subíndices

- 1 = Entrada del vapor al condensador
- 2 = Salida del agua del condensador
- 3 = Entrada del agua al evaporador
- 4 = Salida del vapor del evaporador
- 5 = Salida de la disolución del absorbedor
- 5p = Entrada de la disolución al recuperador
- 6 = Entrada de la disolución al generador
- 7 = Salida de la disolución del generador
- 8p = Salida de la disolución del recuperador
- 8 = Entrada de la disolución al absorbedor

DATOS INICIALES

Disolución:

$$T_5 := 37.21 \text{ C} \quad X_5 := 58.79 \quad h_5 := i_{\text{dis}}(X_5, T_5) = 104.01 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_8 := 24 \text{ C} \quad X_8 := 60 \quad h_8 := i_{\text{dis}}(X_8, T_8) = 84.862 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$P_{\text{evap}} := 1 \text{ kPa} \quad \text{Presión de evaporación (presión del vapor a la entrada del absorbedor)}$$

$$T_4 := T_{\text{sat}}(P_{\text{evap}}) = 6.996 \text{ C}$$

$$h_4 := C_{\text{pliq}}(T_4) \cdot T_4 + h_{\text{lv}}(T_4) = 2.514 \times 10^3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$X_6 := X_5 \quad X_7 := X_8$$

$$X_{5p} := X_5 \quad X_{7p} := X_7$$

Como no hay intercambio de masa, la concentración en 5 es igual a la de 5p y a la de 6. Por la misma razón, la concentración en 7 es la misma que la de 7p y la de 8.

$$m_g := 1 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{sec}}$$

$$m_{\text{dis.e}} := m_g = 1 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad \text{Masa de disolución a la entrada}$$

$$m_{\text{dis.s}} := 1.85 \cdot 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{sec}} \cdot 55 = 1.018 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad \text{Masa de disolución a la salida}$$

Datos geométricos del absorbedor

$e_v := 0.005\text{m}$	Alto del canal de vapor
$e_s := 0.00015\text{m}$	Alto del canal de disolución
$e_{cw} := 0.00015\text{m}$	Alto del canal del agua de refrigeración
$e_w := 0.003\text{m}$	Espesor de la pared entre agua y disolución
$e_{ml} := 0.00006\text{m}$	Espesor de la membrana activa
$e_{sl} := 0.001\text{m}$	Espesor de la membrana soporte
$l_s := 0.003\text{m}$	Ancho de cada canal de disolución
$l_w := 0.0075\text{m}$	Ancho de la pared entre canales
$N_{ch.s} := 55$	Número de canales de disolución
$W_{abs} := 0.058\text{m}$	Longitud útil del absorbedor
$n := 224$	Número de elementos diferenciales en los que se divide el absorbedor
$i := 224$	Elemento diferencial
$z := \frac{W_{abs}}{n} \cdot i = 0.058\text{ m}$	Posición a lo largo del absorbedor ($i=0:224$)

Recuperador de calor

$efic := 0.75$	Eficiencia del recuperador de calor
----------------	-------------------------------------

En primer lugar se calcula la presión de condensación, o lo que es lo mismo, la presión de saturación del agua a la salida del condensador (T_2). Para ello, se estima que ésta temperatura es igual a la temperatura de la disolución a la salida del absorbedor (T_5), dado que el agua que se utiliza en el condensador está a la misma temperatura que la que se usa para la refrigeración del absorbedor.

$$T_2 := T_5 = 37.21 \cdot \text{C}$$

$$P_{\text{cond}} := P_{\text{sat}}(T_2) = 6.344 \cdot \text{kPa}$$

Posteriormente, se calcula la temperatura de la disolución a la salida del generador (7), así como la entalpía en este punto:

$$T_7 := T_{\text{dis}}(X_7, T_5) = 81.883 \cdot \text{C}$$

$$h_7 := i_{\text{dis}}(X_7, T_7) = 196.518 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

La temperatura del vapor a la salida del generador, T_1 , es igual a la de la disolución a la salida de éste, T_7 .

$$T_1 := T_7$$

$$h_1 := i_{\text{vapor}}(P_{\text{cond}}, T_1) = 2.654 \times 10^3 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

En el punto 2 (Salida del condensador), tenemos líquido saturado a la presión del condensador. La entalpía en este punto se puede estimar de la siguiente manera:

$$h_2 := C_{\text{pliq}}(T_2) \cdot T_2 = 155.465 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Dado que la válvula de expansión se puede considerar un dispositivo isentálpico se obtiene:

$$h_3 := h_2 = 155.465 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Para calcular la temperatura de la disolución a la entrada del generador (T_6) hacemos uso de la eficiencia del recuperador de calor:

$$T_6 := T_5 + \text{efic} \cdot (T_7 - T_5) = 70.715 \cdot \text{C}$$

$$h_6 := i_{\text{dis}}(X_6, T_6) = 169.807 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

El siguiente paso es calcular la masa de vapor refrigerante que circula por el circuito. Para ello, se realiza un balance de masa en el absorbedor:

$$\begin{aligned} m_8 \cdot X_8 &= (m_8 + m_{\text{ref}}) \cdot X_5 \\ m_8 \cdot X_8 &= m_8 \cdot X_5 + m_{\text{ref}} \cdot X_5 \\ m_8 \cdot (X_8 - X_5) &= m_{\text{ref}} \cdot X_5 \end{aligned}$$

Por tanto, si hacemos los cálculos en función de la masa de refrigerante:

$$m_{\text{rel8}} = m_8 / m_{\text{ref}} = X_5 / (X_8 - X_5)$$

$$m_{\text{rel8}} := \frac{X_5}{X_8 - X_5} = 48.587$$

$$m_{\text{ref}} := \frac{m_8}{m_{\text{rel8}}} = 2.058 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Una vez llegado a este punto ya es posible calcular los calores intercambiados en cada uno de los elementos realizando los correspondientes balances de energía:

BALANCES DE ENERGÍA

Evaporador

$$Q_{\text{evap}} := m_{\text{ref}} \cdot (h_4 - h_3) = 48.543 \text{ W}$$

Condensador

$$Q_{\text{cond}} := m_{\text{ref}} \cdot (h_1 - h_2) = 51.416 \text{ W}$$

Absorbedor

$$m_5 := m_{\text{dis},s} = 1.018 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$Q_{\text{abs}} := (m_5 - m_{\text{ref}}) \cdot h_8 + m_{\text{ref}} \cdot h_4 - m_5 \cdot h_5 = 30.514 \text{ W}$$

Recuperador de calor

Con este balance de energía podemos sacar la temperatura/entalpía en el punto "P", situado entre la salida del recuperador de calor y el subenfriador

$$C_{p5} := C_{p,\text{dis}}(X_5, T_5) = 1.907 \times 10^3 \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{C}}$$

$$C_{p8} := C_{p,\text{dis}}(X_8, T_8) = 1.84 \times 10^3 \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{C}}$$

$$T_p := T_7 - \frac{m_5 \cdot C_{p5} \cdot (T_6 - T_5)}{m_8 \cdot C_{p8}} = 46.544 \cdot \text{C}$$

$$h_p := i_{\text{dis}}(X_8, T_p) = 128.328 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Subenfriador

$$Q_{\text{sub}} := m_8 \cdot (h_p - h_8) = 43.466 \text{ W}$$

Generador

$$Q_{\text{gen}} := m_{\text{ref}} \cdot h_1 + (m_5 - m_{\text{ref}}) \cdot h_7 - m_5 \cdot h_6 = 77.75 \text{ W}$$

Por tanto, el COP del ciclo queda como:

$$\text{COP} := \frac{Q_{\text{evap}}}{Q_{\text{gen}}} = 0.624$$

El calor que tendrá que disipar la torre de refrigeración asociada al condensador, absorbedor y subenfriador puede calcularse de la siguiente manera:

$$Q_{\text{torre}} := Q_{\text{cond}} + Q_{\text{sub}} + Q_{\text{abs}} = 125.396 \text{ W}$$

Resumen entalpías

$$h_1 = 2.654 \times 10^3 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_2 = 155.465 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_3 = 155.465 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_4 = 2.514 \times 10^3 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_5 = 104.01 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_6 = 169.807 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_7 = 196.518 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_8 = 84.862 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_p = 128.328 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Resumen Temperaturas

$$T_1 = 81.883 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 37.21 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$T_3 := \blacksquare$$

$$T_4 = 6.996 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$T_5 = 37.21 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$T_6 = 70.715 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$T_7 = 81.883 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$T_8 = 24 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$T_p = 46.544 \cdot ^\circ\text{C}$$